



**TUGAS AKHIR – TM141585**

**PERANCANGAN TERMAL ALAT PENUKAR  
PANAS UNTUK OTEC SIKLUS TERTUTUP  
DENGAN MEMBANDINGKAN FLUIDA KERJA  
AMMONIA, R-134A, DAN PROPANA**

JOFIE MARSHEEL  
NRP. 0211134000029

Dosen Pembimbing  
Prof.Dr.Eng.Prabowo, M.Eng.

Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018





**TUGAS AKHIR – TM141585**

**PERANCANGAN TERMAL ALAT PENUKAR  
PANAS UNTUK OTEC SIKLUS TERTUTUP  
DENGAN MEMBANDINGKAN FLUIDA KERJA  
AMMONIA, R-134A, DAN PROPANA**

JOFIE MARSHEEL

NRP. 0211134000029

Dosen Pembimbing

Prof.Dr.Eng.Prabowo, M.Eng.

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya 2018





***FINAL PROJECT – TM141585***

***THERMAL DESIGN OF HEAT EXCHANGER  
FOR CLOSED CYCLE OTEC COMPARING  
AMMONIA, R-134A, AND PROPANE AS  
WORKING FLUIDS***

JOFIE MARSHEEL

NRP. 02111340000029

Supervisor

Prof.Dr.Eng.Prabowo, M.Eng.

Department of Mechanical Engineering  
Faculty Of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute Of Technology  
Surabaya 2018

**PERANCANGAN TERMAL ALAT PENUKAR  
PANAS UNTUK OTEC SIKLUS TERTUTUP  
DENGAN MEMBANDINGKAN FLUIDA KERJA  
AMMONIA, R-134A, DAN PROPANA**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**JOFIE MARSHEEL**

NRP. 02111340000029

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof.Dr.Eng.Prabowo, M.Eng. (Pembimbing)  
NIP. 196505051990031305
2. Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widada, ME (Penguji I)  
NIP. 195312191981031001
3. Prof.Ir.Sutardi, M.Eng. (Penguji II)  
NIP. 196412281990031002
4. Ary Bachtiar K.P.,ST,MT,PRD (Penguji III)  
NIP. 197105241997021001

**SURABAYA**

**JULI 2018**

# **PERANCANGAN TERMAL ALAT PENUKAR PANAS UNTUK OTEC SIKLUS TERTUTUP DENGAN MEMBANDINGKAN FLUIDA KERJA AMMONIA, R-134A, DAN PROPANA**

**Nama Mahasiswa** : Jofie Marsheel  
**NRP** : 02111340000029  
**Jurusan** : Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Prof.Dr.Eng.Prabowo, M.Eng.

## **ABSTRAK**

Sistem pembangkit *Ocean Thermal Energy Conversion* (OTEC) dibagi menjadi tiga, yaitu siklus terbuka, siklus tertutup, dan siklus gabungan. Pada penelitian ini akan difokuskan sistem pembangkit OTEC siklus tertutup. OTEC siklus tertutup terdiri dari evaporator, kondensor, *feed pump*, turbin, generator listrik, serta dua pompa untuk memompa air laut ke evaporator maupun ke kondensor. Fluida kerja yang digunakan adalah fluida yang memiliki titik didih lebih rendah dari air, karena elemen pemanasnya yang berupa air laut permukaan hanya memiliki temperatur di kisaran 25 – 30°C. Fluida kerja akan mengalami evaporasi karena proses transfer panas di dalam evaporator dan berubah fasa menjadi uap jenuh yang bertekanan tinggi, sehingga dapat menggerakkan turbin. Pada kondensor fluida kerja bertemu dengan air laut dingin (4-8°C) dan terkondensasi menjadi cair jenuh, yang kemudian dipompa oleh *feed pump* kembali ke evaporator. Analisa termodinamika pada sistem ini menggunakan prinsip pembangkit *rankine cycle*.

Pada penelitian tugas akhir ini dilakukan simulasi sistem OTEC siklus tertutup pada *software Cycle Tempo* dengan memvariasikan fluida kerja. Fluida kerja yang digunakan adalah ammonia, propana, dan R-134a. Selain itu juga divariasikan *pinch point* pada evaporator dan kondensor. *Pinch point* adalah perbedaan temperatur terkecil diantara dua fluida di dalam *heat exchanger*. *Pinch point* yang digunakan adalah 1°C dan 2°C. Tahap

awal adalah melakukan simulasi dengan menggunakan *pinch point* 2°C. Temperatur air laut permukaan ditetapkan 30°C dan air laut dingin 5°C. Setiap fluida kerja akan memiliki tekanan evaporator dan kondensor yang berbeda untuk setiap variasi *pinch point*.

Hasil yang diperoleh dari penelitian ini adalah didapatkan bahwa fluida kerja yang menghasilkan daya netto terbaik adalah ammonia yaitu 58,7 kW. *Pinch point* yang mampu menghasilkan daya netto terbaik adalah 1°C, dengan fluida kerja ammonia menghasilkan daya netto sebesar 86,67 kW.

***Kata kunci-OTEC, rankine cycle, fluida kerja, pinch point***



# ***THERMAL DESIGN OF HEAT EXCHANGER FOR OTEC CLOSED CYCLE COMPARING AMMONIA, R- 134A, AND PROPANE AS WORKING FLUIDS***

***Name*** : Jofie Marsheel  
***NRP*** : 02111340000029  
***Department*** : Mechanical Engineering- ITS  
***Academic Supervisor*** : Prof.Dr.Eng.Prabowo, M.Eng.

## **ABSTRACT**

*Ocean Thermal Energy Conversion (OTEC) powerplant system classified into three types, those are open cycle, closed cycle, and hybrid cycle. This research will be focused on OTEC powerplant closed cycle. OTEC closed cycle consist of evaporator, condenser, feedwater pump, turbine, generator, and two pumps for pumping it into evaporator and condenser. Working fluid used is fluid with lower boiling point than water, because the heating element which is surface seawater only have 25-30°C temperature. Fluid is going to evaporate because of heat transfer in evaporator and change into saturated vapor with high pressure, therefore it could move the turbine. In condenser fluid is condensed by cold seawater (5-8°C) into saturated liquid and then pumped back into evaporator and the cycle is repeated. Thermodynamic and heat transfer analysis used in this powerplant system is using rankine cycle.*

*In this final project research will be simulated OTEC powerplant closed cycle using Cycle Tempo with variated working fluid. Working fluids used is ammonia, propane, and R-134a. Pinch point in evaporator and condenser is also variated. Pinch point is a slightest difference between two fluids in heat exchanger. Pinch point used is 1°C and 2°C. First step of this research is simulate the system with pinch point 2°C. Surface seawater temperatur is 30°C and cold seawater temperature is 5°C. Every working fluids will have a different pressure in evaporator and condenser with a different pinch point.*

*The result of this research is working fluid with largest net power is ammonia with 58,7 kW. Pinch point with largest net power is 1°C with ammonia as working fluid produce up to 86,67 kW.*

***Keywords-OTEC, rankine cycle, working fluids, pinch point***

## KATA PENGANTAR

Segala Puji dan Syukur penulis panjatkan sepenuhnya kepada Tuhan, karena atas berkat dan kasih karuniaNya tugas akhir ini dapat terselesaikan. Penulis sangat menyadari bahwa keberhasilan dalam penulisan tugas akhir ini tak lepas dari dukungan dan bantuan berbagai pihak. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materiil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Papa dan Mama tercinta dan Keluarga yang senantiasa memberi dukungan dan doa hingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
2. Bapak Prof.Dr.Eng.Prabowo,M.Eng., selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan saran, motivasi, dan ilmu-ilmu yang sangat bermanfaat bagi penulis. Terima kasih atas kesabarannya selama membimbing penulis.
3. Bapak Dr.Ir.Budi Utomo Kukuh Widodo, ME , Bapak Prof.Ir.Sutardi,M.Eng, PhD , dan Bapak Ary Bachtiar K.P.,ST,MT,PhD. selaku dosen penguji tugas akhir penulis, terima kasih telah meluangkan waktunya dan atas saran-saran yang telah diberikan.
4. Bapak Alief Wikarta, ST., M.Sc.Eng. PhD. selaku Dosen wali penulis, terima kasih telah menjadi dosen wali saat perwalian satu kali tiap semester.
5. Pacar satu-satunya, Amedea Agustinita, terima kasih atas kasih sayang dan KESABARANNYA mengingatkan penulis untuk mengerjakan tugas akhir.
6. Sahabat-sahabat penulis yang luar biasa Albert, Jeffrey, Alan, Hiro, Andreas, Hera, Debrilian, dan Kartika, terima kasih untuk semuanya. Tanpa kalian penulis bukan siapa-siapa, dengan kalian penulis tetaplah bukan siapa-siapa.

7. Ibu Gembala Gereja GPDI Mur Serumbai beserta jemaat, terima kasih untuk keramahannya selama 5 tahun penulis beribadah disana
8. Sahabat laboratorium Rekayasa Thermal
9. Seluruh civitas akademika Teknik Mesin ITS yang Baik dan Ramah.
10. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Juli 2018

**Penulis**

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL .....	i
ABSTRAK.....	i
ABSTRACT.....	iii
KATA PENGANTAR .....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR .....	x
DAFTAR TABEL.....	xi
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.3 Tujuan Penelitian .....	3
1.4 Batasan Masalah .....	3
1.5 Manfaat Penelitian .....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....	5
2.1 Penelitian Terdahulu .....	5
2.1.1 Perbandingan fluida kerja antara ammonia (NH <sub>3</sub> ) dan refrigeran (R-12, R-22, R-32, R134a) pada OTEC Siklus Tertutup (Soesilo, 2017) .....	5
2.1.2 <i>Staging Rankine Cycle Using Ammonia for OTEC Power Production</i> (Bharatan, 2011) .....	7
2.2 Prinsip Kerja OTEC Siklus Tertutup .....	9
2.3 Pinch Point pada Evaporator dan Kondensor .....	17
2.4 Pompa Air Laut.....	19
2.4.2 Pompa Air Laut Dingin.....	21
2.5 MAKAI OTEC Ocean Engineering .....	22

2.6 Prinsip Kerja <i>Heat Exchanger</i> .....	23
2.7 Pressure Drop pada Shell and Tube Heat Exchanger .....	27
2.7.1 Pressure Drop pada Sisi Shell.....	27
2.7.2 Pressure Drop pada Sisi Tube.....	27
BAB III METODOLOGI PERCOBAAN .....	29
3.1 Metodologi Penelitian .....	29
3.2 Tahap Pengumpulan dan Pengolahan Data .....	30
3.2.1 Pengumpulan Data dari Wilayah dengan Potensi OTEC yang Besar.....	30
3.2.2 Sifat Fisik Fluida Kerja.....	32
3.3 Permodelan Single Stage Rankine Cycle pada <i>Cycle</i> <i>Tempo</i> .....	34
3.4 Flowchart Metodologi Penelitian .....	35
3.4.1 Flowchart Penelitian dan Simulasi .....	35
3.4.2 Flowchart Perhitungan Daya Pompa Air Laut.....	37
3.4.3 Flowchart Perhitungan Daya Turbin dan Daya Pompa Fluida Kerja .....	38
3.4.4 Flowchart Perhitungan Dimensi <i>Heat Exchanger</i> .....	39
3.4.5 Flowchart Analisa <i>Pressure Drop</i> pada <i>Heat</i> <i>Exchanger</i> .....	40
BAB IV PEMBAHASAN DAN PENGOLAHAN DATA .....	41
4.1 Perhitungan Daya Pompa Air Laut.....	41
4.1.1 Pompa Air Laut Hangat .....	41
4.1.2 Pompa Air Laut Dingin .....	41
4.2 Analisa Termodinamika menggunakan <i>Cycle Tempo</i> .....	43

4.2.1 Fluida Kerja Ammonia.....	43
4.2.2 Fluida Kerja R-134a.....	44
4.2.3 Fluida Kerja Propana.....	45
4.2.4 Grafik Perbandingan Fluida Kerja dengan $W_{net}$ Sistem	46
4.3. Analisa Termodinamika Variasi Pinch Point pada Fluida Kerja terhadap $W_{net}$ Sistem OTEC Siklus Tertutup .....	47
4.3.1 Pinch point 2/2 .....	47
4.3.2 Pinch point 2/1 .....	51
4.3.3 Pinch point 1/2 .....	55
4.3.4 Pinch point 1/1 .....	59
4.3.5 Grafik Perbandingan Variasi Pinch Point terhadap Fluida Kerja dan $W_{net}$ Sistem OTEC Siklus Tertutup ....	64
4.4 Analisa Heat Exchanger.....	65
4.4.1 Evaporator.....	65
4.4.2 Kondensor .....	76
4.5 Analisa Pressure Drop.....	82
4.5.1 Evaporator.....	82
4.5.2 Kondensor .....	85
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	91
5.1 Kesimpulan .....	91
5.2 Saran .....	91
BIODATA PENULIS	

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 2 Skema OTEC Siklus Tertutup .....	10
Gambar 2. 3 T-s Diagram OTEC Siklus Tertutup.....	11
Gambar 2. 4 Diagram T-s evaporator .....	18
Gambar 2. 7 Skema Perpipaan Pompa Air Laut Dingin.....	21
Gambar 2. 8 MAKAI OTEC Power Plant di Hawaii .....	22
Gambar 2. 9 Shell and Tube Heat Exchanger .....	23
Gambar 2. 10 Tube Layout.....	26
Gambar 3. 1 Grafik Temperatur vs Kedalaman Air Laut.....	31
Gambar 3. 2 Hasil Permodelan OTEC Siklus Tertutup pada Cycle Tempo.....	35
Gambar 3. 3 Flowchart Penelitian dan Simulasi .....	36
Gambar 3. 4 Flowchart Perhitungan Daya Pompa Air Laut.....	37
Gambar 3. 5 Flowchart Perhitungan Daya Turbin dan Daya Pompa Fluida Kerja.....	38
Gambar 3. 6 Flowchart Dimensi Heat Exchanger .....	39
Gambar 3. 7 Flowchart Pressure Drop Fluida Kerja pada Heat Exchanger.....	40
Gambar 4. 1 Permodelan Cycle Tempo menggunakan R-134a sebagai Fluida Kerja .....	44
Gambar 4. 2 Perbandingan Daya Netto vs Fluida Kerja menggunakan pinch 2/2.....	46
Gambar 4. 3 Grafik Perbandingan Pinch Point terhadap Daya Netto OTEC dengan Fluida Kerja yang Berbeda .....	64
Gambar 4. 4 Grafik Koefisien Konveksi Evaporasi vs Kualitas Uap .....	72
Gambar 4. 5 Grafik Koefisien Konveksi vs Overall Heat Transfer Coefficient vs Kualitas Uap.....	74



## DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Kondisi Operasional Penelitian.....	5
Tabel 2. 1 Kondisi Operasional Penelitian.....	6
Tabel 2. 2 Hasil Percobaan dengan Enam Fluida Kerja untuk Mendapatkan W Netto Terbesar .....	6
Tabel 2. 3 Kondisi dan asumsi desain OTEC 10 MW .....	7
Tabel 2. 4 Hasil Desain Simulasi Pembangkit .....	8
Tabel 2. 5 Nilai C1, m, dan C2 untuk persamaan (2.14).....	14
Tabel 2. 6 Kondisi Operasional MAKAI OTEC Power Plant ....	22
Tabel 3. 1 Temperatur Air Laut Jawa bagian Utara.....	31
Tabel 3. 2 Sifat Fisik NH <sub>3</sub> .....	32
Tabel 4. 1 Daya Pompa air laut dingin dengan fluida kerja NH <sub>3</sub> 42	
Tabel 4. 2 Daya Pompa Air Laut Dingin dengan Fluida Kerja R-134a.....	42
Tabel 4. 3 Daya Pompa Air Laut Dingin dengan Fluida Kerja Propana .....	42
Tabel 4. 4 Tingkat Kondisi Ammonia Pinch 2/2 .....	48
Tabel 4. 5 Tingkat Kondisi R-134a Pinch 2/2 .....	49
Tabel 4. 6 Tingkat Kondisi Propana Pinch 2/2 .....	50
Tabel 4. 7 Tingkat Kondisi Ammonia Pinch 2/1 .....	52
Tabel 4. 8 Tingkat Kondisi R-134a Pinch 2/1 .....	53
Tabel 4. 9 Tingkat Kondisi Propana Pinch 2/1 .....	54
Tabel 4. 10 Tingkat Kondisi Ammonia Pinch 1/2 .....	56
Tabel 4. 11 Tingkat Kondisi R-134a Pinch 1/2 .....	57
Tabel 4. 12 Tingkat Kondisi Propana Pinch 1/2 .....	58
Tabel 4. 13 Tingkat Kondisi Ammonia Pinch 1/1 .....	60
Tabel 4. 14 Tingkat Kondisi R-134a Pinch 1/1 .....	61
Tabel 4. 15 Tingkat Kondisi Propana Pinch 1/1 .....	62

*“Halaman ini sengaja dikosongkan.”*

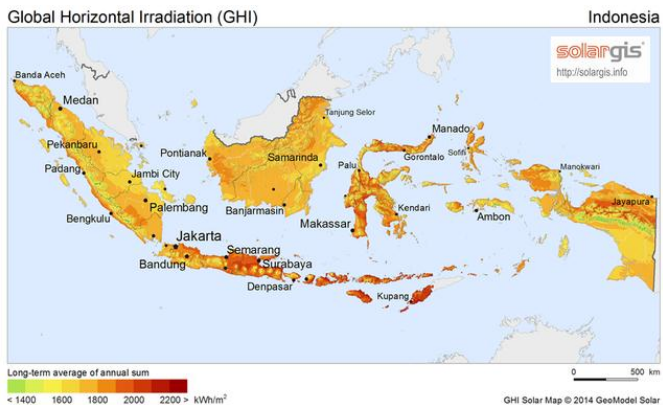
# BAB I

## PENDAHULUAN

Pada bab ini dijelaskan mengenai latar belakang dari penelitian, rumusan masalah, ruang lingkup penelitian, tujuan penelitian, dan manfaat penelitian.

### 1.1 Latar Belakang

Wilayah Indonesia sebagian besar merupakan perairan, yaitu 70% dari total luas wilayahnya atau seluas 3.544.743,9 km<sup>2</sup>. Indonesia mendapat banyak keuntungan dengan wilayah perairan yang luas, salah satunya adalah penggunaan energi air laut untuk dimanfaatkan sebagai *Ocean Thermal Energy Conversion* (OTEC) atau Pembangkit Listrik Tenaga Air Laut. OTEC memanfaatkan perbedaan temperatur antara air laut permukaan (0-10 m) dan air laut dalam (>500 m). Letak geografis Indonesia yang berada di daerah khatulistiwa menyebabkan radiasi matahari yang diterima oleh air laut per harinya sangat besar seperti terlihat pada Gambar 1.1.

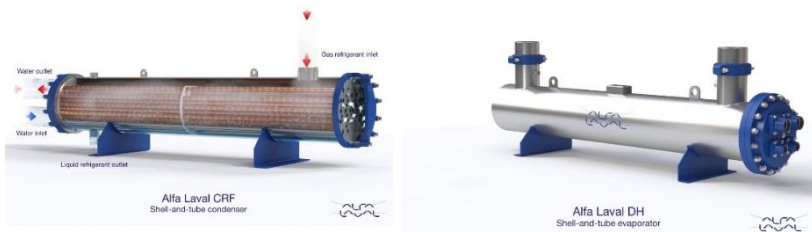


Gambar 1. 1 Luas Wilayah Daratan dan Perairan

Terdapat kendala pada perbedaan suhu yang relatif kecil antara air laut dalam dan air laut permukaan, yaitu hanya 20°C. Sedangkan sistem OTEC butuh perbedaan temperatur antara air laut dalam dan air laut permukaan yang signifikan. OTEC hanya mempunyai efisiensi sebesar 1-3%.

OTEC memiliki tiga jenis siklus, yaitu siklus terbuka, siklus tertutup, serta siklus *hybrid*. Tetapi hanya OTEC siklus tertutup yang dapat diaplikasikan secara nyata. OTEC siklus tertutup menggunakan konsep *Rankine Cycle*, yang terdiri dari evaporator, turbin dan generator, kondensor, serta pompa. Air laut akan masuk ke evaporator dan kondensor sebagai fluida pemanas (pada evaporator) maupun fluida pendingin (pada kondensor). Oleh karena itu perlu dilakukan perhitungan yang detail pada evaporator dan juga kondensor untuk bisa didapat desain yang *feasible*. Gambar 1.2 merupakan contoh dari evaporator dan kondensor yang digunakan pada OTEC.

OTEC siklus tertutup pada umumnya menggunakan ammonia sebagai fluida kerja. Sistem OTEC terdiri dari evaporator, turbin, generator, kondenser, dan pompa. Air laut permukaan yang bertemperatur hangat akan mengevaporasi fluida kerja fase cair menjadi uap bertekanan tinggi. Uap tersebut kemudian menggerakkan sudu-sudu pada turbin dan diubah menjadi energi listrik oleh generator listrik. Setelah melewati turbin, uap fluida kerja akan mengalami *pressure drop* dan mengalami kondensasi pada kondensor. Kemudian fluida kerja dipompa kembali ke evaporator dan siklus berulang



Gambar 1.2 Evaporator dan Kondensor pada Sistem OTEC

Pada penelitian ini, dilakukan variasi fluida kerja yaitu dengan menggunakan ammonia, R-134a, dan propana. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mencari tahu pengaruh variasi fluida kerja terhadap dimensi dari evaporator maupun kondensor. Selain itu dalam penelitian ini juga dilakukan variasi terhadap *pinch point* pada evaporator dan kondensor, untuk mengetahui pengaruhnya terhadap daya netto sistem OTEC siklus tertutup. Pada akhirnya akan dirancang evaporator dan kondensor dengan menggunakan hasil variasi yang optimal.

## 1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah yang akan dibahas adalah :

1. Bagaimana pengaruh variasi fluida kerja terhadap daya netto sistem OTEC siklus tertutup?
2. Bagaimana pengaruh pinch point terhadap daya netto sistem OTEC siklus tertutup, dimensi *heat exchanger*, dan *pressure drop* di *heat exchanger*?
3. Bagaimana pengaruh kualitas uap di dalam tube pada evaporator terhadap koefisien perpindahan panas konveksi?

## 1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian tugas akhir ini adalah :

1. Mengetahui pengaruh variasi fluida kerja terhadap daya netto sistem OTEC siklus tertutup.
2. Membandingkan pengaruh variasi *pinch point* pada evaporator dan kondensor terhadap daya netto sistem OTEC siklus tertutup, dimensi *Heat Exchanger*, dan *pressure drop* di *Heat Exchanger*.
3. Mengetahui pengaruh kualitas uap di dalam tube evaporator terhadap koefisien perpindahan panas konveksi.

## 1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah pada penelitian tugas akhir ini adalah :

1. Sistem dalam keadaan *steady state*
2. Salinitas air laut dianggap konstan
3. Temperatur air laut dalam 5°C dan temperatur air laut permukaan 30°C
4. Laju alir massa air laut permukaan ditentukan
5. Proses ekspansi dan kompresi terjadi secara isentropik

### **1.5 Manfaat Penelitian**

Manfaat dari penelitian tugas akhir ini adalah :

1. Meningkatkan pengetahuan penulis dan pembaca mengenai pembangkit listrik tenaga air laut (OTEC) siklus tertutup
2. Meningkatkan pengetahuan penulis dan pembaca mengenai *Shell and Tube Heat Exchanger* untuk pembangkit listrik tenaga air laut (OTEC) siklus tertutup
3. Mengoptimalkan kinerja *Shell and Tube Heat Exchanger* pada OTEC siklus tertutup

## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

Pada bab ini dijelaskan mengenai perancangan sistem OTEC siklus tertutup berdasarkan analisa termodinamika dan perpindahan panas. Selain itu juga akan dijelaskan mengenai perancangan dimensi *Heat Exchanger* sesuai dengan sistem OTEC yang telah ditentukan.

#### **2.1 Penelitian Terdahulu**

Pada subbab ini dijelaskan mengenai penelitian yang sudah dilakukan tentang perancangan sistem OTEC siklus tertutup dan penelitian terdahulu tentang pemilihan tipe serta perancangan *Heat Exchanger* yang digunakan.

##### **2.1.1 Perbandingan fluida kerja antara ammonia (NH<sub>3</sub>) dan refrigeran (R-12, R-22, R-23, R-32, R134a) pada OTEC Siklus Tertutup (Soesilo, 2017)**

Pada penelitian ini digunakan enam jenis fluida kerja berbeda untuk mendapatkan net power OTEC siklus tertutup yang paling besar. Variasi yang dilakukan adalah variasi laju aliran massa yang masuk ke evaporator serta variasi T saat keluar kondensor. Parameter penelitian dapat dilihat pada Tabel 2.1

Tabel 2. 1 Kondisi Operasional Penelitian

Properties	Nilai
$T_{ww \text{ in}}$	28°C
$T_{wf \text{ (E) in}}$	20°C
$T_{wf \text{ (E) out}}$	26,5°C

Tabel 2. 2 Kondisi Operasional Penelitian

Properties	Nilai
Flow rate warm water	250 – 1250 kg/s (divariasikan)
T <sub>cw</sub> in	5°C
T <sub>cw</sub> out	Divariasikan
T <sub>wf (C)</sub> in	15°C
T <sub>wf (C)</sub> out	12°C
Flow rate cw	500 kg/s
Fluida Kerja	Ammonia dan refrigeran

Hasil percobaan dapat dilihat di Tabel 2.2 berikut.

Tabel 2. 3 Hasil Percobaan dengan Enam Fluida Kerja untuk Mendapatkan W Netto Terbesar

No	Fluida Kerja	Mwf (kg/s)	W Turbin (KW)	W Parasitic (KW)	W Netto (KW)
1	Ammonia	412	18306,4	490,02	17816,38
2	R-22	1590	11889,56	568,29	11194,92
3	R-32	1038	11428,19	694,64	10776,17
4	R-12	1401	10377,95	942,04	9809,66
5	R-134a	2029	9826,11	652,02	9393,8
6	R-23	550	942,04	432,31	2206,6



### 2.1.2 Staging Rankine Cycle Using Ammonia for OTEC Power Production (Bharatan, 2011)

Pada tahun 2011, Bharatan melakukan penelitian dengan tujuan untuk menganalisa sebuah sistem pembangkit OTEC dengan menambahkan dua hingga tiga siklus rankine pada sistem. Pada penelitian ini digunakan ammonia sebagai fluida kerja untuk membangkitkan tenaga sebesar 10 MW. Kondisi operasional penelitian dapat dilihat pada Tabel 2.3

Tabel 2. 4 Kondisi dan asumsi desain OTEC 10 MW

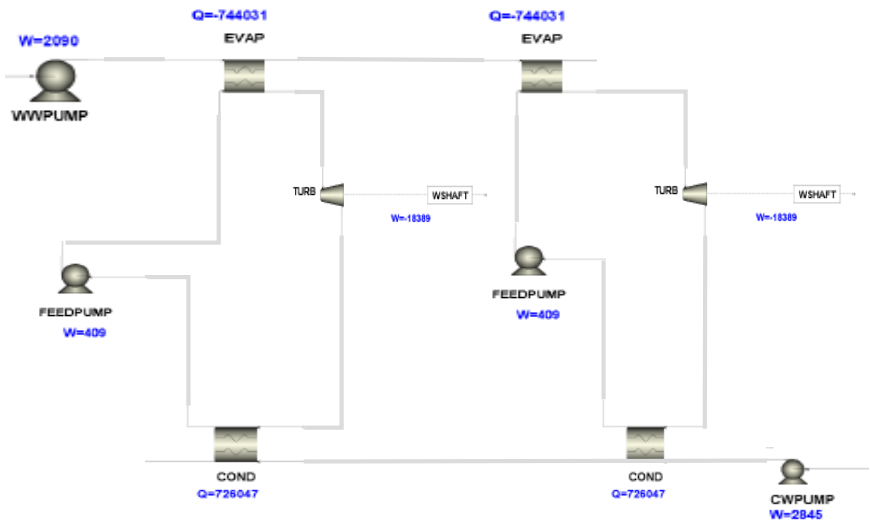
OTEC staged nominal 10 MW system		
Assumptions		
Resource conditions	Value	Units
Warm water temperature	26	(°C)
Flow rate	50000	(kg/s)
Cold water temperature	4.5	(°C)
Flow rate	28450	(kg/s)
Working fluid	NH <sub>3</sub>	(---)
Efficiencies		
Water pumps	0.72	(---)
Working fluid pumps	0.72	(---)
Power turbine	0.75	(---)
Generator	0.94	(---)
Heat exchanger minimum approach temperature		
Evaporators	1.2	(°C)
Condenser	1.0	(°C)
Overall system hydraulics		
Warm water loop loss	0.3	(bar)
Cold water loop loss	0.72	(bar)
Evaporator loss/stage	0.06	(bar)
Condenser loss/stage	0.06	(bar)

Dari kondisi dan asumsi tersebut didapat hasil seperti pada Tabel 2.4

Tabel 2. 5 Hasil Desain Simulasi Pembangkit

Power system summary					
Number of stages	Units	1	2	3	4
Description					
Turbine shaft power	(kW)	18390	24426	26412	27185
Generated gross electrical power	(kW)	17287	22960	24827	25554
Parasitic power consumption					
Warm water pump	(kW)	2090	2926	3344	3762
Cold water pump	(kW)	2845	3319	3556	3793
Ammonia feed pump(s)	(kW)	420	541	585	602
Total parasitic power	(kW)	5355	6786	7485	8157
Net available power	(kW)	11932	16174	17342	17397
Percent increase (from single stage)	(---)	0	36	45	46

Dapat dilihat bahwa dengan menambahkan siklus Rankine pada sistem daya net OTEC siklus tertutup naik, seperti tertera pada tabel 2.4. Namun daya netto naik secara signifikan hanya pada penambahan dari *single stage* ke *dual stage*, yaitu sebesar 36%. Sedangkan pada penambahan *stage* dari *dual stage* menjadi tiga stage dan empat stage penambahannya tidak terlalu signifikan. Kesimpulan nya adalah *dual stage* rankine cycle memiliki daya netto yang optimal untuk sistem OTEC siklus tertutup. Skema *dual stage* rankine cycle dapat dilihat pada Gambar 2.1



Gambar 2.1 Skema *Dual Stage Rankine Cycle*

## 2.2 Prinsip Kerja OTEC Siklus Tertutup

OTEC siklus tertutup terdiri dari beberapa tahapan berikut :

### 1. Evaporator

Pada evaporator air laut bertemperatur hangat sekitar 26-30°C akan bertemu dengan fluida kerja. Terjadi perpindahan panas diantara kedua fluida yang menyebabkan fluida kerja terevaporasi menjadi uap bertekanan tinggi.

### 2. Turbin

Fluida kerja fasa uap bertekanan tinggi tersebut kemudian akan masuk ke turbin dan menggerakkan sudu-sudu pada turbin.

### 3. Generator

Energi mekanik dari turbin akan diteruskan ke generator listrik dan dikonversi menjadi energi listrik.

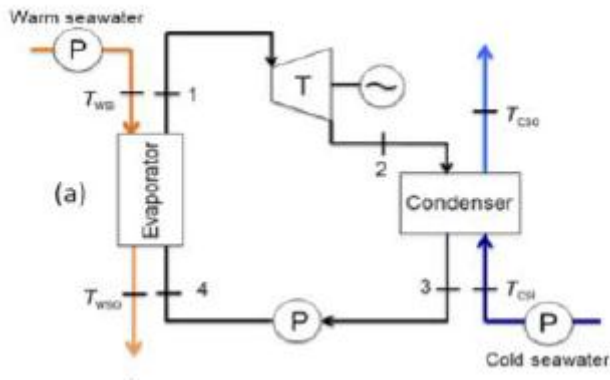
### 4. Kondenser

Uap fluida kerja yang melewati turbin akan mengalami penurunan temperatur dan tekanan kemudian diteruskan memasuki kondenser. Pada kondenser akan terjadi perpindahan panas antara uap fluida kerja dengan air laut dingin sehingga terjadi kondensasi serta perubahan fasa fluida kerja menjadi cair jenuh.

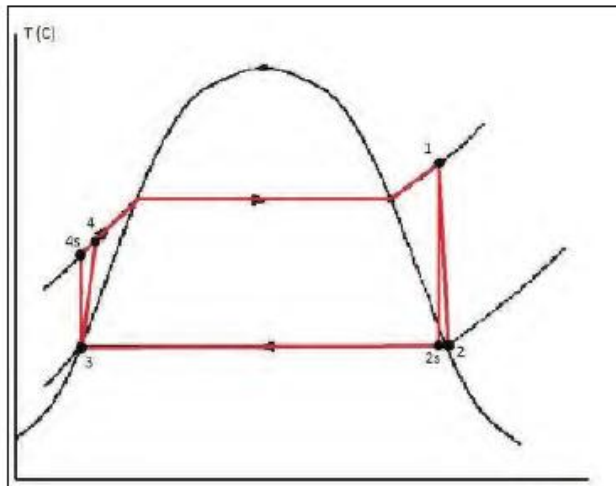
### 5. Pompa fluida kerja

Keluar dari kondenser fluida kerja pada tekanan tertentu menuju ke evaporator dan siklus berulang

Skema OTEC siklus tertutup dapat dilihat pada Gambar 2.2, sedangkan diagram T-s nya dapat dilihat pada Gambar 2.3



Gambar 2. 2 Skema OTEC Siklus Tertutup



Gambar 2. 3 T-s Diagram OTEC Siklus Tertutup

Analisa termodinamika dan perpindahan panas pada OTEC siklus tertutup adalah sebagai berikut.

### 1. Evaporator

Pada evaporator, fluida kerja terevaporasi menjadi uap jenuh setelah menerima panas dari air laut hangat. Persamaan keseimbangan energi pada evaporator adalah sebagai berikut :

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{wf} (h_{out} - h_{in}) = \dot{m}_{ws} C_p (T_{wsi} - T_{wso}) \dots (2.1)$$

dengan asumsi air laut adalah *incompressible fluid*, maka panas yang ditambahkan pada evaporator sama dengan panas yang hilang oleh air laut hangat. *Overall heat transfer coefficient* dan *effective surface area* dari evaporator memiliki hubungan dengan laju perpindahan panas sesuai dengan rumusan berikut :

$$\dot{Q}_e = U_e \cdot A_e \cdot \Delta T_{lme} \dots (2.2)$$

$\Delta T_{lme}$ , e adalah temperatur rata-rata yang melewati evaporator dan dapat ditulis seperti berikut :

$$\Delta T_{lme} = \frac{(T_{wsi} - T_e) - (T_{wso} - T_e)}{\ln \frac{(T_{wsi} - T_e)}{(T_{wso} - T_e)}} \dots\dots\dots(2.3)$$

Sementara itu  $U$  (*overall heat transfer coefficient*) dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$U, e = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{\frac{1}{H_i} + \frac{\ln(\frac{d_o}{d_i})}{2\pi kL} + \frac{1}{H_o}} \dots\dots\dots(2.4)$$

Untuk perhitungan koefisien konveksi di sisi shell maupun tube perlu diperhatikan. Di evaporator air laut hangat mengalir di shell sedangkan fluida kerja mengalir ke dalam tube. Untuk dapat menghitung koefisien konveksi sisi dalam maupun sisi luar harus ditentukan terlebih dahulu beberapa parameter berikut :

- Diameter dalam dan luar tube
- Pitch tube (jarak antar tube)
- Susunan tube (*aligned* atau *staggered*)

#### a. *Tube Side*

Pada *tube* terdapat tiga daerah (zona) sebagai berikut :

- *Subcooling Zone (Zona I)*  
Pada daerah ini fluida kerja masuk ke *tube* dalam bentuk liquid. Terjadi peningkatan temperatur fluida kerja hingga mencapai fasa cair jenuh.
- *Evaporation Zone (Zona II)*  
Daerah terbesar pada *tube* karena merupakan tempat terjadinya perubahan fasa dari cair jenuh menjadi uap jenuh.
- *Superheating Zone (Zona III)*

Pada daerah ini terjadi peningkatan suhu dari fluida kerja, sehingga menyebabkan perubahan fasa dari uap jenuh menjadi uap super panas.

Persamaan yang digunakan untuk mencari  $H_i$  pada evaporator adalah,

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot d}{\mu} \dots\dots\dots(2.5)$$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \dots\dots\dots(2.6)$$

$$H_{(I\&III)} = Nu \frac{D}{K} \dots\dots\dots(2.7)$$

dimana  $H_I$  dan  $H_{III}$  merupakan koefisien konveksi disaat fluida kerja berada pada satu fasa saja (liquid atau gas). Sedangkan jika ingin menghitung  $H_{II}$  di evaporator harus menentukan terlebih dahulu kualitas uap yang diinginkan. Setelah itu dapat menghitung koefisien konveksi dengan persamaan-persamaan berikut,

$$\frac{1}{Xh} = \left(\frac{x}{(1-x)}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_v}{\mu_l}\right)^{0,1} \dots\dots\dots(2.8)$$

$$Fo = F (1 - X)^{0,8} \dots\dots\dots(2.9)$$

$$F = 2,35 \left(0,213 + \frac{1}{Xh}\right)^{0,736} \dots\dots\dots(2.10)$$

$$H_{II} = Fo (H_{LO}) \dots\dots\dots(2.11)$$

#### b. *Shell side*

Untuk sisi shell, langkah yang diperlukan untuk mencari  $H_o$  adalah sebagai berikut,

- Menghitung  $V_{max}$  pada susunan tube yang melewati *tube bank*. Karena sebelumnya konfigurasi tube sudah ditentukan, maka  $V_{max}$  dapat dicari dengan persamaan :

$$V_{max} = \frac{ST}{ST - d_o} V_{stream} \dots\dots\dots(2.12)$$

- Menghitung nilai *Reynolds Number* max

$$Re \max = \frac{V_{max} \cdot D_o}{\nu} \dots\dots\dots(2.13)$$

- Hitung Nusselt Number berdasarkan jumlah baris tube dengan menggunakan persamaan *Zukauskas* :

$$Nu = C2 \cdot C1^{1/4} \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} \dots\dots\dots(2.14)$$

nilai  $C1$ ,  $m$ , dan  $C2$  dapat dilihat pada Tabel 2.5 yang diambil dari *Fundamentals of Heat and Mass Transfer (Incropera)* :

Tabel 2. 6 Nilai  $C1$ ,  $m$ , dan  $C2$  untuk persamaan (2.14)

		$S_T/D$								
		1.25		1.5		2.0		3.0		
$S_L/D$		$C_1$	$m$	$C_1$	$m$	$C_1$	$m$	$C_1$	$m$	
Aligned										
1.25		0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752	
1.50		0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744	
2.00		0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648	
3.00		0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608	
Staggered										
0.600		—	—	—	—	—	—	0.213	0.636	
0.900		—	—	—	—	0.446	0.571	0.401	0.581	
1.000		—	—	0.497	0.558	—	—	—	—	
1.125		—	—	—	—	0.478	0.565	0.518	0.560	
1.250		0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562	
1.500		0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568	
2.000		0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570	
3.000		0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574	
$N_L$		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Aligned		0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99
Staggered		0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99



- Hitung nilai  $Ho$  menggunakan persamaan,

$$Ho = \frac{Nu \ k}{Do} \dots\dots\dots(2.15)$$

## 2. Kondensor

Pada kondensor fluida kerja terkondensasi dari uap jenuh menuju cair jenuh. Persamaan energi pada kondensor sama dengan evaporator, sehingga dari persamaan (1), (2), (3), dan (4) didapat persamaan :

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_{wf} (h_{in} - h_{out}) = \dot{m}_{ws} C_p (T_{cso} - T_{csi}) \dots(2.16)$$

$$\dot{Q}_C = U_c \cdot A_c \cdot \Delta T_{lm_c} \dots\dots\dots(2.17)$$

$$\Delta T_{lm_c} = \frac{(T_c - T_{csi}) - (T_c - T_{cso})}{\ln \frac{(T_c - T_{csi})}{(T_c - T_{cso})}} \dots\dots\dots(2.18)$$

$$U, c = \frac{1}{R_{tot}} = \frac{1}{\frac{1}{Hi} + \frac{\ln(\frac{do}{di})}{2\pi kL} + \frac{1}{Ho}} \dots\dots\dots(2.19)$$

Pada kondensor fluida kerja dalam fasa uap jenuh masuk ke shell sedangkan air laut dingin masuk ke dalam tube. Pada penelitian ini ditentukan bahwa fluida kerja keluar dari kondensor saat berada fasa cair jenuh, sehingga shell kondensor hanya memiliki satu zona saja yaitu zona kondensasi.

### a. Tube side

Persamaan yang digunakan untuk mencari  $Hi$  pada kondensor adalah.

$$Re = \frac{\rho V d}{\mu} \dots\dots\dots(2.20)$$

$$Nu = 0,023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \dots\dots\dots(2.21)$$

$$h = Nu \frac{K}{Do} \dots\dots\dots(2.22)$$

### b. Shell side

Pada sisi shell fluida kerja mengalami proses kondensasi. Persamaan yang digunakan untuk menghitung koefisien konveksi pada sisi shell kondensor adalah,

$$H_1 = 0,728 \left[ \frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v) g h'_{fg} k^3}{N \mu (T_{sat} - T_w) d_o} \right]^{0,25} \dots (2.23)$$

$$H_{sh} = 0,59 \frac{k}{d} Re^{0,5} \dots (2.24)$$

$$H_N = \left[ \frac{1}{2} H_s h^2 + \left( \frac{1}{4} H_s h^4 + H_1^4 \right)^{1/2} \right]^{1/2} \times \left[ N^{5/6} - (N-1)^{5/6} \right] \dots (2.25)$$

### 3. Pompa

Setelah melewati kondensor, fluida kerja yang berupa cairan jenuh dipompa menuju evaporator. Kesetimbangan energi pada pompa adalah :

$$W_P = \dot{m}_{wf} (h_{out} - h_{in}) \dots (2.26)$$

Kenaikan suhu saat fluida melewati pompa relatif kecil, volume spesifik sama pada kondisi 3 dan 4. Kerja pompa dapat dihitung dengan persamaan :

$$W = \frac{\dot{m}_{wf} \cdot v_4 (P_{out} - P_{in})}{\eta P_{wf}} \dots (2.27)$$

$\eta P_{wf}$  merupakan efisiensi pompa yang sudah ditentukan.

### 3. Turbin

Fluida kerja akan keluar dari evaporator dalam fase uap bertekanan tinggi, sehingga memungkinkan untuk menggerakkan dan memutar sudu pada turbin. Tekanan uap yang keluar turbin akan sama pada tekanan di kondensor, sedangkan tekanan uap yang masuk turbin sama dengan tekanan pada evaporator. Turbin

dihubungkan dengan generator untuk membangkitkan tenaga listrik. Keseimbangan energi pada turbin adalah,

$$W_T = \dot{m}_{wf}(h_{in} - h_{out}) \dots \dots \dots (2.28)$$

$h_{2s}$  adalah entalpi isentropik pada output turbin yang dihitung dengan persamaan,

$$h_{2s} = h_{2f} + x_{2s} \cdot h_{2fg} \dots \dots \dots (2.29)$$

$h_{2f}$  dan  $h_{2fg}$  adalah entalpi cair jenuh dan entalpi evaporasi pada p2. Untuk  $x_{2s}$  dapat dihitung dengan,

$$x_{2s} = \frac{(s1 - s2f)}{s2fg} \dots \dots \dots (2.30)$$

#### 4. Efisiensi Thermal

Efisiensi thermal adalah perbandingan antara kerja netto dengan energi panas yang masuk ke evaporator. Kerja netto diperoleh dari selisih antara daya turbin dan daya pompa. Perumusannya adalah sebagai berikut :

$$W_{net} = W_T - W_P \dots \dots \dots (2.31)$$

Sedangkan  $Q_{in}$  adalah total kalor yang diserap oleh evaporator. Perumusannya adalah sebagai berikut :

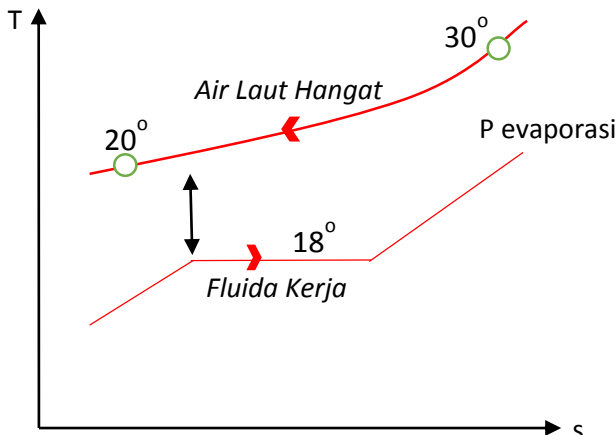
$$Q_{in} = \dot{m}_{wf}(h_{out} - h_{in}) \dots \dots \dots (2.32)$$

Sehingga didapat rumus efisiensi termal sistem adalah sebagai berikut :

$$\eta = \frac{(W_{net})}{Q_{in}} \dots \dots \dots (2.33)$$

### 2.3 Pinch Point pada Evaporator dan Kondensor

Pada penelitian ini dilakukan variasi pinch point untuk dapat dibandingkan pengaruhnya terhadap daya netto sistem OTEC siklus tertutup dengan menggunakan fluida kerja yang

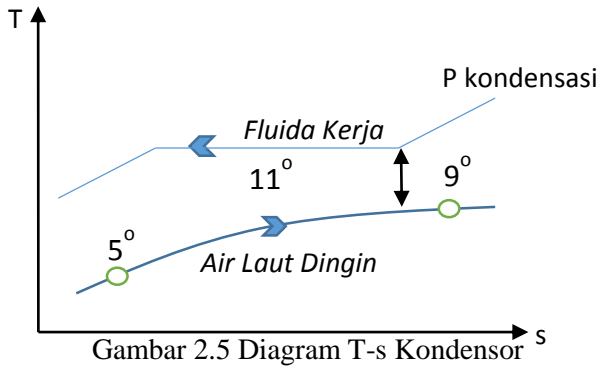


Gambar 2. 4 Diagram T-s evaporator

berbeda. Pinch point merupakan perbedaan temperatur terkecil diantara dua fluida kerja, di dalam evaporator maupun kondensor. Dalam hal ini pinch point merupakan perbedaan antara temperatur keluar air laut dengan temperatur saturasi fluida kerja. Berikut ini merupakan penjelasan mengenai pinch point pada evaporator dan kondensor melalui diagram T-s,

Pada Gambar 2.4 dapat dilihat bahwa air laut hangat masuk evaporator pada suhu 30°C dan keluar pada suhu 20°C. Sedangkan suhu evaporasi fluida kerja ditetapkan sebesar 18°C. Perbedaan antara suhu air laut saat keluar dari evaporator dan suhu evaporasi fluida kerja disebut sebagai pinch point.

Pada Gambar 2.5 dapat dilihat bahwa air laut dingin masuk kondensor pada suhu 5°C dan keluar pada suhu 9°C. Sedangkan suhu kondensasi fluida kerja ditetapkan sebesar 11°C. Perbedaan antara suhu air laut saat keluar dari kondensor dan suhu kondensasi fluida kerja disebut sebagai pinch point.



Gambar 2.5 Diagram T-s Kondensor

## 2.4 Pompa Air Laut

Persamaan yang digunakan untuk mencari daya pompa yang dibutuhkan untuk memompa air laut adalah Persamaan Keseimbangan Energi

$$\left( \frac{P_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right) - \left( \frac{P_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \right) = \Sigma hl + \Sigma hlm \dots (2.34)$$

dimana P (tekanan fluida),  $\rho$  (massa jenis fluida), v (kecepatan fluida), g (percepatan gravitasi), z (ketinggian), hl (head loss major), hlm(head loss minor). Sedangkan rumus untuk  $\Sigma hl$  dan  $\Sigma hlm$  adalah sebagai berikut :

$$\Sigma hlm = K \frac{V^2}{2} + f \frac{Le/D}{2} \frac{V^2}{2} \dots (2.35)$$

$$\Sigma hl = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} \dots (2.36)$$

dimana K (loss coefficient), v (kecepatan fluida), f (friction factor), Le/D (equivalent length of pipe), L (panjang pipa), D (diameter pipa).

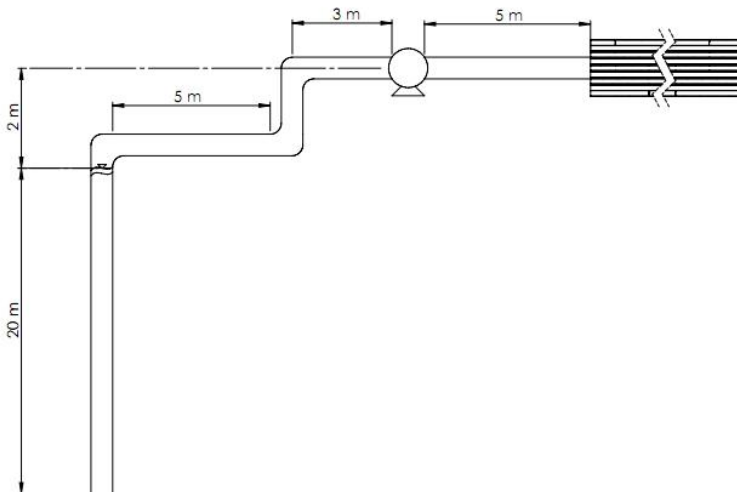
### 2.4.1 Pompa Air Laut Hangat

Air laut hangat diambil dari kedalaman 20 m dibawah permukaan laut. Kemudian air laut hangat dipompa dari laut ke

dalam evaporator. Data operasional untuk pompa air laut hangat dapat dilihat pada Tabel 2.6. Sedangkan skema perpipaan nya dapat dilihat pada Gambar 2.6

Tabel 2.6 Data Operasional Pompa Air Laut Hangat

$T_{ww}$ (°C)	30
$\dot{M}_{dot\ ww}$ (kg/s)	100
$\rho_{ww}$ (kg/m <sup>3</sup> )	1023,3
$D_{pipa}$ (m)	0,5
$\Phi$	3,14
$A_{pipa}$ (m <sup>2</sup> )	0,19625
$v$ (m/s)	0,5
$g$ (m/s <sup>2</sup> )	9,81
$z_2$ (m)	20



Gambar 2.6 Skema Perpipaan Pompa Air Laut Hangat

Kemudian daya pompa dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

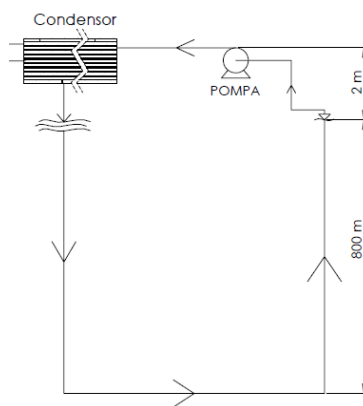
$$W_{pump} = \dot{m}_{ww} \cdot v_1 \cdot \Delta P \dots\dots\dots(2.37)$$

### 2.4.2 Pompa Air Laut Dingin

Data operasional untuk pompa air laut dingin dapat dilihat pada Tabel 2.7. Sedangkan skema perpipaan nya dapat dilihat pada Gambar 2.7

Tabel 2.7 Data Operasional Pompa Air Laut Dingin

Tcw (°C)	5
$\dot{m}_{cw}$ (kg/s)	242
$\rho_{cw}$ (kg/m <sup>3</sup> )	1027,723
D pipa (m)	0,5
Phi	3,14
A pipa (m <sup>2</sup> )	0,19625
v (m/s)	1,2
g (m/s <sup>2</sup> )	9,81
z2 (m)	800



Gambar 2. 7 Skema Perpipaan Pompa Air Laut Dingin

Menghitung daya pompa menggunakan persamaan (2.37)

## 2.5 MAKAI OTEC Ocean Engineering

MAKAI *Ocean Engineering* merupakan sebuah perusahaan yang aktif meneliti serta melakukan pengembangan terhadap sistem OTEC di Hawaii. Kondisi operasional MAKAI OTEC dapat dilihat pada Tabel 2.8, sedangkan pada Gambar 2.8 dapat dilihat pembangkit OTEC MAKAI yang ada di Hawaii.

Tabel 2. 8 Kondisi Operasional MAKAI OTEC Power Plant

<i>Properties</i>	<i>Value</i>
<i>T warm water in</i>	25°C
<i>T cold water in</i>	5°C
<i>Flow rate warm water</i>	0,25 m <sup>3</sup> /s
<i>Mass flow rate refrigerant</i>	5,13 kg/s
<i>Turbine power output</i>	133 kW
<i>Net power output</i>	44 kW



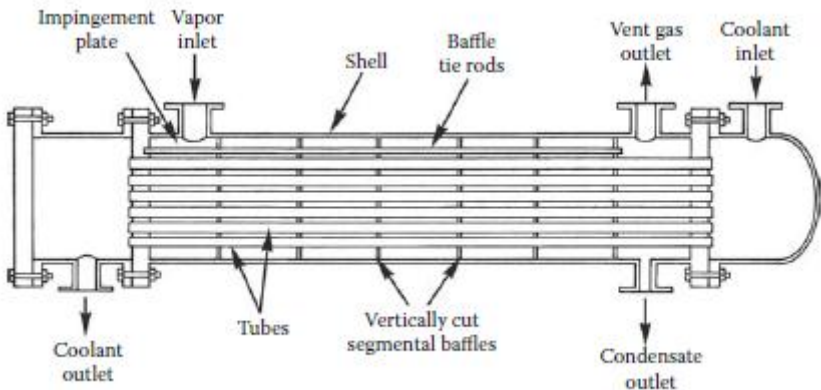
Gambar 2. 8 MAKAI OTEC Power Plant di Hawaii



## 2.6 Prinsip Kerja *Heat Exchanger*

*Heat Exchanger* merupakan suatu peralatan yang berfungsi untuk memindahkan panas dari suatu fluida ke fluida lain dengan temperatur yang berbeda. *Heat Exchanger* banyak digunakan dalam berbagai aplikasi, seperti pada *power plant*, industri makanan, elektronik, manufaktur, *refrigeration*, dan masih banyak lagi. *Heat Exchanger* dapat diklasifikasikan menurut beberapa kriteria, seperti konstruksi, mekanisme perpindahan panas, serta arah aliran fluida.

Secara umum, berdasarkan konstruksi *Heat Exchanger* dibagi menjadi tiga yaitu *tubular Heat Exchangers*, *plate Heat Exchangers*, dan *extended surface Heat Exchangers*. Berikut ini akan dibahas secara mendetail tipe *Heat Exchanger* yang paling sering digunakan yaitu *shell and tube Heat Exchangers*. Pada Gambar 2.9 dapat dilihat contoh dari *shell and tube heat exchanger*.



Gambar 2. 9 Shell and Tube Heat Exchanger

*Shell and tube heat exchanger* merupakan tipe HE yang paling banyak diaplikasikan pada penyulingan minyak dan berbagai proses kimiawi lain dalam skala besar karena cocok digunakan pada kondisi tekanan tinggi. Sesuai dengan namanya, HE ini terdiri dari *shell* (bejana bertekanan yang berukuran besar) dengan susunan *tubes* di dalamnya. Salah satu fluida mengalir melewati *tubes*, dan satu lagi melewati *shell* untuk memungkinkan terjadinya perpindahan panas diantara kedua fluida.

Prinsip kerjanya adalah sebagai berikut. Dua fluida dengan temperatur awal yang berbeda masuk ke HE. Salah satu masuk ke dalam *tubes* dan satunya di luar *tubes* namun masih di dalam *shell*. Panas ditransfer dari satu fluida ke fluida lain melalui dinding *tubes*, baik dari sisi *tubes* ke sisi *shell* ataupun sebaliknya. Fluida dapat berupa cairan atau gas baik di *tubes* maupun di *shell*. Jika menginginkan perpindahan panas terjadi secara efisien, dibutuhkan daerah transfer panas yang besar, yaitu dengan penggunaan banyak *tubes*. Dengan cara ini, panas yang terbuang tidak sia-sia.

Selain analisa termodinamika, terdapat perhitungan lain yang perlu dilakukan pada *Shell and tube Heat Exchanger*. Setelah mendapat dimensi yang dibutuhkan oleh *Heat Exchanger*, maka dapat ditentukan diameter dalam dan luar dari tube. Penentuan ini disesuaikan dengan Tabel 2.9.

Setelah menentukan diameter tube yang akan digunakan, panjang tube juga harus ditentukan supaya dapat dianalisa apakah dimensinya memenuhi ketentuan yang sudah ditetapkan yaitu diameter tube. Dalam menentukan panjang tube harus diperhatikan juga diameter shellnya. Dengan menentukan panjang tube ( $L$ ) maka dapat ditentukan jumlah tube yang dibutuhkan dengan persamaan :

$$N_t = A / \pi \cdot d_o \cdot L \dots \dots \dots (2.38)$$

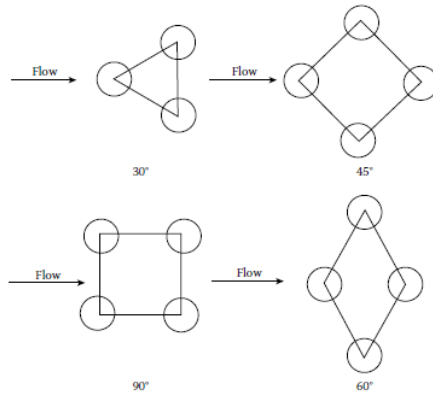
Tabel 2.9 Spesifikasi Diameter Tubes

OD of Tubing (in.)	BWG Gauge	Thickness (in.)	Internal Flow Area (in. <sup>2</sup> )	Sq. Ft. External Surface per Ft. Length	Sq. Ft. Internal Surface per Ft. Length	Weight per Ft. Length, Steel (lb.)	ID Tubing (in.)	OD/ ID
1/4	22	0.028	0.0295	0.0655	0.0508	0.066	0.194	1.289
1/4	24	0.022	0.0333	0.0655	0.0539	0.054	0.206	1.214
1/4	26	0.018	0.0360	0.0655	0.0560	0.045	0.214	1.168
3/8	18	0.049	0.0603	0.0982	0.0725	0.171	0.277	1.354
3/8	20	0.035	0.0731	0.0982	0.0798	0.127	0.305	1.233
3/8	22	0.028	0.0799	0.0982	0.0835	0.104	0.319	1.176
3/8	24	0.022	0.0860	0.0982	0.0867	0.083	0.331	1.133
1/2	16	0.065	0.1075	0.1309	0.0969	0.302	0.370	1.351
1/2	18	0.049	0.1269	0.1309	0.1052	0.236	0.402	1.244
1/2	20	0.035	0.1452	0.1309	0.1126	0.174	0.430	1.163
1/2	22	0.028	0.1548	0.1309	0.1162	0.141	0.444	1.126
5/8	12	0.109	0.1301	0.1636	0.1066	0.602	0.407	1.536
5/8	13	0.095	0.1486	0.1636	0.1139	0.537	0.435	1.437
5/8	14	0.083	0.1655	0.1636	0.1202	0.479	0.459	1.362
5/8	15	0.072	0.1817	0.1636	0.1259	0.425	0.481	1.299
5/8	16	0.065	0.1924	0.1636	0.1296	0.388	0.49s	1.263
5/8	17	0.058	0.2035	0.1636	0.1333	0.350	0.509	1.228
5/8	18	0.049	0.2181	0.1636	0.1380	0.303	0.527	1.186
5/8	19	0.042	0.2298	0.1636	0.1416	0.262	0.541	1.155
5/8	20	0.035	0.2419	0.1636	0.1453	0.221	0.555	1.136
3/4	10	0.134	0.1825	0.1963	0.1262	0.884	0.482	1.556
3/4	11	0.120	0.2043	0.1963	0.1335	0.809	0.510	1.471
3/4	12	0.109	0.2223	0.1963	0.1393	0.748	0.532	1.410
3/4	13	0.095	0.2463	0.1963	0.1466	0.666	0.560	1.339
3/4	14	0.083	0.2679	0.1963	0.1529	0.592	0.584	1.284
3/4	15	0.072	0.2884	0.1963	0.1587	0.520	0.606	1.238
3/4	16	0.065	0.3019	0.1963	0.1623	0.476	0.620	1.210
3/4	17	0.058	0.3157	0.1963	0.1660	0.428	0.634	1.183
3/4	18	0.049	0.3339	0.1963	0.1707	0.367	0.652	1.150
3/4	20	0.035	0.3632	0.1963	0.1780	0.269	0.680	1.103
7/8	10	0.134	0.2892	0.2291	0.1589	1.061	0.607	1.441
7/8	11	0.120	0.3166	0.2291	0.1662	0.969	0.635	1.378
7/8	12	0.109	0.3390	0.2291	0.1720	0.891	0.657	1.332
7/8	13	0.095	0.3685	0.2291	0.1793	0.792	0.685	1.277
7/8	14	0.083	0.3948	0.2291	0.1856	0.704	0.709	1.234
7/8	16	0.065	0.4359	0.2291	0.1950	0.561	0.745	1.174
7/8	18	0.049	0.4742	0.2291	0.2034	0.432	0.777	1.126

$$A_{\text{tube}} = \pi \cdot d_o \cdot L \dots\dots\dots(2.39)$$

A merupakan luasan total *Heat Exchanger*,  $d_o$  merupakan diameter luar tube, dan L adalah panjang total tube.

Dalam menentukan diameter shell perlu ditentukan terlebih dahulu *tube layout*, *tube pitch*, dan *tube pass* nya. *Tube*



Gambar 2. 10 Tube Layout

*layout* merupakan susunan tube, yang merepresentasikan sudut antar tube, seperti dapat dilihat pada Gambar 2.10. *Tube pitch* merupakan jarak antar tube. *Tube pitch* biasanya ditentukan sehingga *pitch ratio* ( $P/d_o$ ) bernilai 1,25 sampai 1,5. Sedangkan *tube pass* menunjukkan berapa kali fluida mengalir melewati tube. Diameter shell dapat dihitung dengan persamaan :

$$D_{\text{shell}} = 0,637 \sqrt{\frac{CL}{CTP}} \left[ \frac{A (PR)^2 d_o}{L} \right]^{1/2} \dots\dots\dots(2.40)$$

CL merupakan konstanta *tube layout* dengan nilai sebagai berikut :

CL = 1 untuk *tube layout* 90° dan 45°

CL = 0,87 untuk *tube layout* 30° dan 60°

CTP adalah konstanta *tube pass*. CTP mewakili nilai dari *clearance* antara diameter shell dan diameter luar dari tube, dengan nilai sebagai berikut :

CTP = 0,93 untuk *one tube pass*

CTP = 0,9 untuk *two tube passes*

CTP = 0,85 untuk *three tube passes*

## 2.7 Pressure Drop pada Shell and Tube Heat Exchanger

*Pressure drop* pada *shell and tube heat exchanger* dibagi menjadi dua yaitu *pressure drop* pada sisi shell dan *pressure drop* pada sisi tube.

### 2.7.1 Pressure Drop pada Sisi Shell

*Pressure drop* pada sisi *shell* tergantung pada jumlah tubes yang dilewati oleh fluida kerja melalui baffle sesuai dengan panjang aliran di *shell*. Misalnya terdapat empat buah baffle, maka fluida kerja akan melewati susunan tube sebanyak lima kali. *Pressure drop* pada sisi shell dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\Delta p_s = \frac{f G_s^2 (N_b + 1) D_s}{2 \rho D_e \phi_s} \dots\dots\dots(2.41)$$

dimana  $\phi_s$  tergantung pada material baffle maupun material tube, yang dapat dihitung dengan persamaan berikut

$$\phi_s = \left( \frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0,14} \dots\dots\dots(2.42)$$

sedangkan untuk koefisien gesek  $f$  pada shell dapat dihitung dengan persamaan :

$$f = \exp (0,576 - 0,19 \ln Re_s) \dots\dots\dots(2.43)$$

$N_b$  adalah jumlah baffle yang dapat dihitung dengan persamaan :

$$N_b = (L/B) - 1 \dots\dots\dots(2.44)$$

### 2.7.2 Pressure Drop pada Sisi Tube

*Pressure drop* pada sisi tube dapat dihitung dengan mengetahui jumlah dari *tube pass* ( $N_p$ ) serta panjang total dari *heat*

*exchanger*. *Pressure drop* pada sisi tube dapat dihitung dengan persamaan berikut

$$\Delta p_t = 4f \frac{LN_p}{d_i} \rho \frac{G_t^2}{2\rho} \dots\dots\dots(2.45)$$

Adanya perubahan arah pada saat fluida melewati *tube pass* mengakibatkan adanya *pressure drop* tambahan ( $\Delta p_r$ ) karena adanya *sudden expansion* maupun *sudden contraction*.

$$\Delta p_r = 4N_p \frac{\rho u_m^2}{2} \dots\dots\dots(2.46)$$

## **BAB III**

### **METODOLOGI PERCOBAAN**

#### **3.1 Metodologi Penelitian**

Tahapan yang dilakukan untuk menganalisa sistem pembangkit OTEC siklus tertutup dengan variasi fluida kerja dan variasi pinch point adalah sebagai berikut :

##### **1. Studi kasus**

Pemilihan fluida kerja harus disesuaikan dengan batasan pada sistem. Sifat fisik masing-masing fluida kerja menentukan performa suatu pembangkit. Pemilihan material tube juga penting untuk mencegah terjadinya korosi. Air laut mengandung komponen oksigen yang menjadi penyebab utama korosi. Sistem OTEC harus menyesuaikan dengan kondisi daerah yang akan diterapkan.

##### **2. Studi literatur**

Studi literatur fokus pada cara untuk merancang sebuah sistem OTEC siklus tertutup yang mampu menghasilkan daya besar, dengan analisa termodinamika serta perpindahan panas pada *Heat Exchanger* untuk mendapatkan dimensi *Heat Exchanger* yang *feasible*. Simulasi sistem OTEC siklus tertutup menggunakan *software Cycle Tempo*. Studi literatur berasal dari buku, *e-book*, serta jurnal dan penelitian yang berkaitan dengan permasalahan yang akan diteliti.

##### **3. Pengumpulan dan Pengolahan Data**

Data yang dikumpulkan berasal dari penelitian sebelumnya tentang OTEC. Data yang dikumpulkan seperti tekanan serta temperatur kerja OTEC pada umumnya. Selain itu, karakteristik air laut pada permukaan dan kedalaman tertentu juga menentukan keberhasilan pengoperasian sistem OTEC. *Heat Exchanger* yang menjadi pilihan adalah *Tube Bundle Heat Exchanger*.

#### 4. Permodelan Pembangkit OTEC Siklus Tertutup dengan *software Cycle Tempo* dan Analisa Termodinamika

Tahapan ini dimulai dengan perancangan OTEC siklus tertutup menggunakan *software Cycle Tempo* dengan tingkat kondisi yang disesuaikan pada referensi desain yang sudah ada. Simulasi awal menggunakan fluida kerja ammonia untuk mengetahui beberapa hasil seperti berapa besar daya yang dapat dibangkitkan oleh pembangkit OTEC siklus tertutup, tenaga yang dibutuhkan untuk menjalankan sistem, serta efisiensi sistem.

#### 5. Simulasi Variasi Fluida Kerja pada Sistem

Pada simulasi ini akan digunakan tiga fluida kerja yang berbeda, yaitu ammonia, R-134a, dan propana. Kondisi operasional pada evaporator dan kondensor menyesuaikan dengan sifat fisik dari masing-masing fluida tersebut.

#### 6. Simulasi Variasi Pinch Point

Pada simulasi ini akan divariasikan kecepatan fluida kerja di dalam tube yaitu sebesar 1 ; 1,5 ; dan 2 m/s untuk mengetahui pengaruhnya terhadap *pressure drop* pada *heat exchanger* serta koefisien perpindahan panas konveksi pada bagian tube.

### 3.2 Tahap Pengumpulan dan Pengolahan Data

#### 3.2.1 Pengumpulan Data dari Wilayah dengan Potensi OTEC yang Besar

Berdasarkan data yang didapat dari *Balai Riset dan Observasi Kelautan* yang berada di Bali bagian utara, suhu air laut pada kedalaman tertentu dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$X_n = X_o + by \dots\dots\dots(3.1)$$

$X_n$  = suhu pada kedalaman n

$X_o$  = suhu permukaan awal

$b$  = konstanta dari fungsi kedalaman

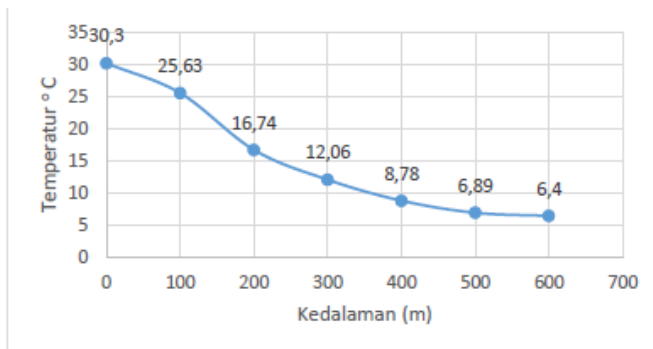


y = kedalaman

Dari data tersebut dianalisa suhu air laut hangat dan suhu air laut dingin maksimum pada laut Bali utara. Data tersebut dapat dilihat pada Tabel 3.1 dan grafik pada Gambar 3.1. Dapat dilihat bahwa pada permukaan suhu air laut dapat mencapai  $30^{\circ}\text{C}$ , sedangkan pada kedalaman  $>500$  m suhunya  $\pm 5^{\circ}\text{C}$ .

Tabel 3. 1 Temperatur Air Laut Jawa bagian Utara

No	Depth	B	X0	Xn
1	0	0	30,3	30,3
2	100	-0,047	30,3	25,63
3	200	-0,068	30,3	16,74
4	300	-0,061	30,3	12,06
5	400	-0,054	30,3	8,78
6	500	-0,047	30,3	6,89
7	600	-0,04	30,3	6,4



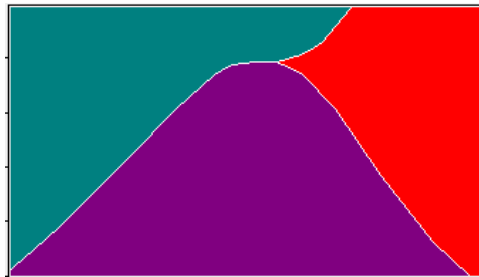
Gambar 3. 1 Grafik Temperatur vs Kedalaman Air Laut

### 3.2.2 Sifat Fisik Fluida Kerja

Perbedaan diagram T-s dari setiap fluida kerja menunjukkan adanya perbedaan titik kritis yang dapat berupa temperatur, tekanan, densitas, serta volume spesifik. Hal tersebut akan mempengaruhi kondisi kerja evaporator dan kondensor pada setiap fluida kerja.

Tabel 3. 2 Sifat Fisik NH<sub>3</sub>

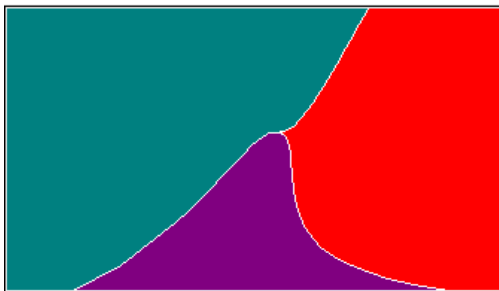
No	Properties	Nilai	Satuan
1	Rumus kimia	NH <sub>3</sub>	
2	Massa molekul	17,03	kg/kmol
3	Titik didih (1 atm)	239,82	K
4	Temperatur kritikal	405,4	K
5	Tekanan kritikal	11,33	Mpa
6	Densitas kritikal	225	kg/m <sup>3</sup>



Gambar 3.2 Diagram T-s NH<sub>3</sub>

Tabel 3.3 Tabel Fisik Propana

No	Properties	Nilai	Satuan
1	Rumus kimia	$C_3H_8$	
2	Massa molekul	44,096	kg/kmol
3	Titik didih (1 atm)	231,04	K
4	Temperatur kritis	369,89	K
5	Tekanan kritis	4,2512	Mpa
6	Densitas kritis	220,48	kg/m <sup>3</sup>

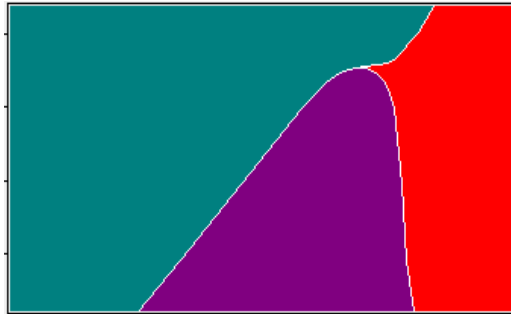


Gambar 3.3 Diagram T-s Propana

Tabel 3.4 Sifat Fisik R-134A

No	Properties	Nilai	Satuan
1	Rumus kimia	$C_2H_2F_4$	
2	Massa molekul	102,03	kg/kmol
3	Titik didih (1 atm)	247,08	K
4	Temperatur kritis	374,21	K

5	Tekanan kritisal	4,0593	Mpa
6	Densitas kritisal	511,9	kg/m <sup>3</sup>

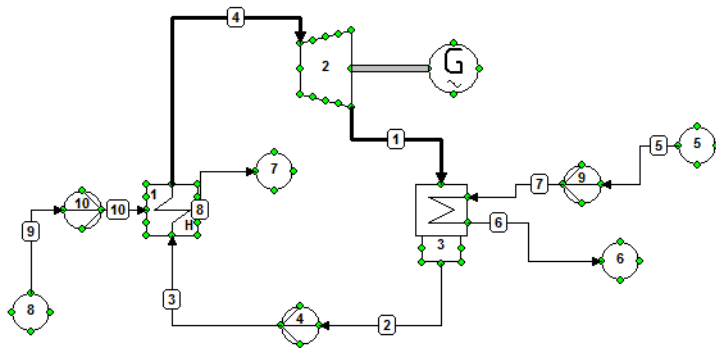


Gambar 3.4 Diagram T-s R-134A

### 3.3 Permodelan Single Stage Rankine Cycle pada *Cycle Tempo*

Permodelan perlu dilakukan untuk menganalisa sistem pembangkit yang akan dibuat. Salah satu *software* yang dapat digunakan adalah *cycle tempo*. Pada *software* ini dapat diperoleh data-data yang dibutuhkan sebagai indikator kelayakan sistem pembangkit untuk dioperasikan secara nyata.

Permodelan sistem yang dirancang adalah OTEC siklus tertutup dengan menggunakan sistem *rankine cycle single stage*. Komponen yang digunakan antara lain sebuah evaporator, sebuah turbin, sebuah generator, sebuah kondensor, sebuah pompa fluida kerja, sebuah pompa air laut hangat, sebuah pompa air laut dingin, sebuah katup, serta wadah untuk air laut hangat dan air laut dingin. Permodelan dengan *Cycle Tempo* dapat dilihat pada Gambar 3.5



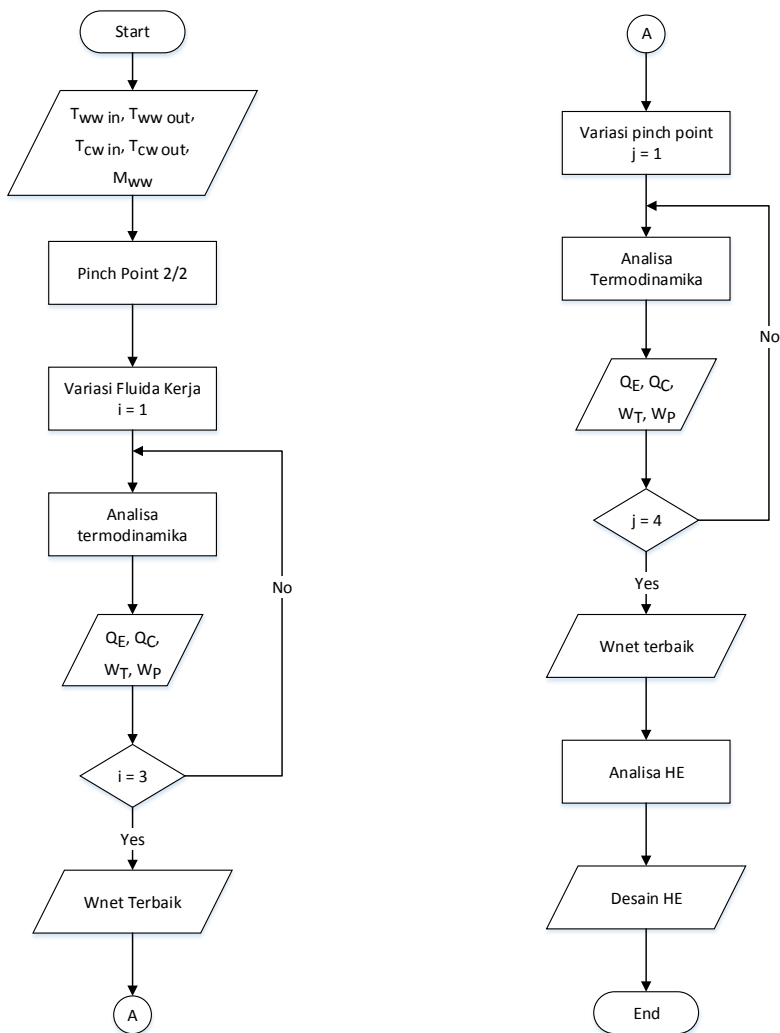
Gambar 3. 5 Hasil Permodelan OTEC Siklus Tertutup pada Cycle Tempo

### 3.4 Flowchart Metodologi Penelitian

Subbab ini menjelaskan mengenai alur metodologi penelitian. Alur metodologi pertama adalah alur penelitian dan simulasi. Alur kedua mengenai perhitungan daya pompa air laut, dan alur ketiga mengenai alur perhitungan dimensi *Heat Exchanger*.

#### 3.4.1 Flowchart Penelitian dan Simulasi

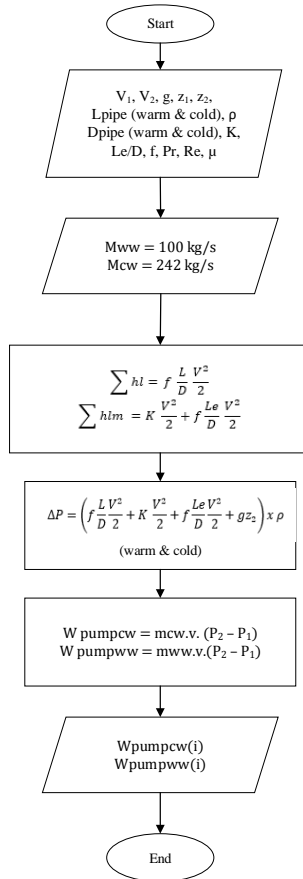
Metodologi penelitian yang merupakan tahapan-tahapan yang dilakukan dari penelitian. Dalam pengerjaan penelitian terdapat empat tahapan yaitu tahap awal berisi identifikasi masalah dan tujuan penelitian, tahap pengumpulan data, tahap perhitungan tekanan pompa air, tahap permodelan sistem dengan pemberian variasi, serta tahap akhir yaitu analisa termodinamika. Alur pengerjaan penelitian dapat dilihat pada Gambar 3.6



Gambar 3. 6 Flowchart Penelitian dan Simulasi

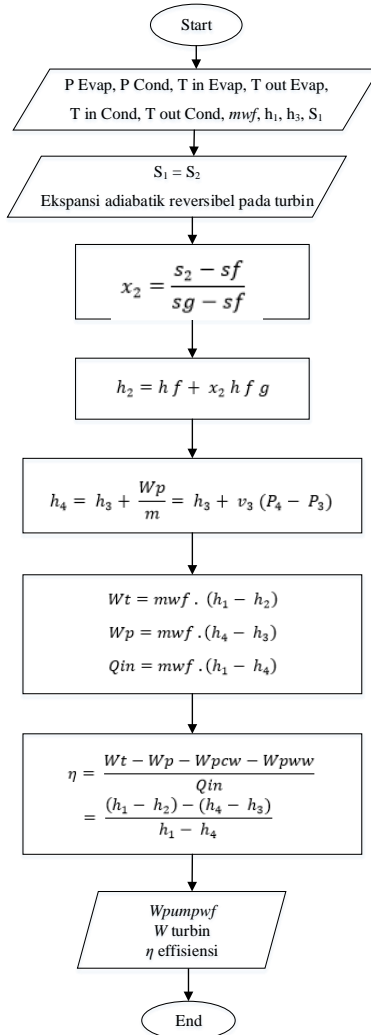
### 3.4.2 Flowchart Perhitungan Daya Pompa Air Laut

Alur perhitungan daya pompa air laut dapat dilihat pada Gambar 3.7.



Gambar 3. 7 Flowchart Perhitungan Daya Pompa Air Laut

### 3.4.3 Flowchart Perhitungan Daya Turbin dan Daya Pompa Fluida Kerja

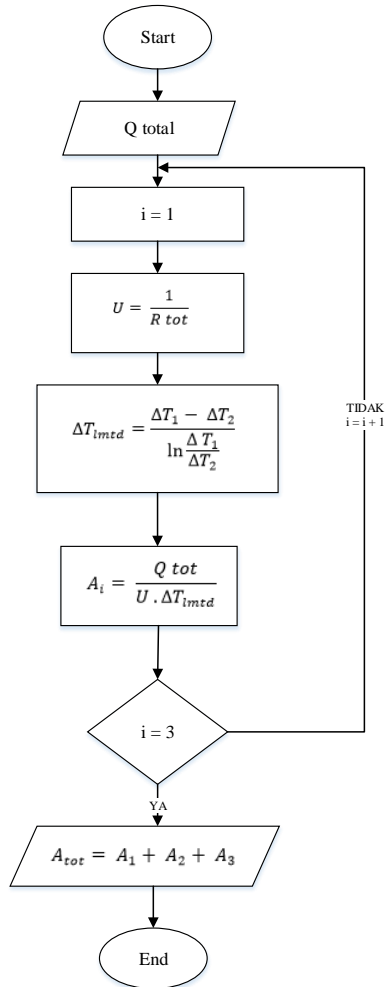


Gambar 3. 8 Flowchart Perhitungan Daya Turbin dan Daya Pompa Fluida Kerja



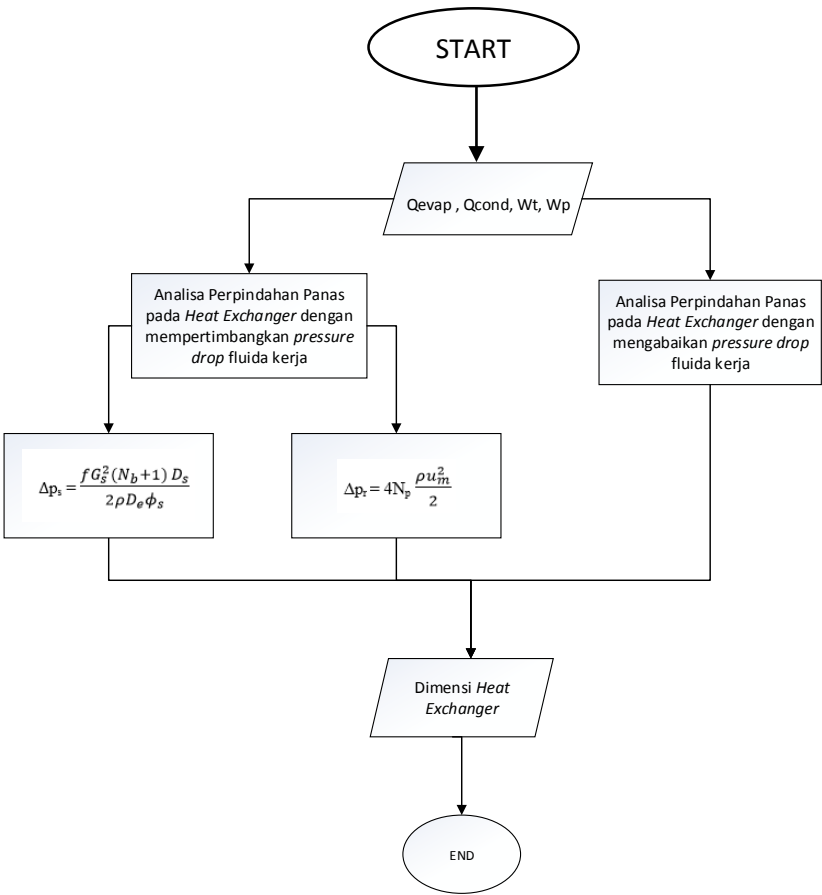
### 3.4.4 Flowchart Perhitungan Dimensi *Heat Exchanger*

Alur perhitungan dimensi *heat exchanger* dapat dilihat pada Gambar 3.9.



Gambar 3. 9 Flowchart Dimensi Heat Exchanger

3.4.5 Flowchart Analisa *Pressure Drop* pada *Heat Exchanger*



Gambar 3. 10 Flowchart Pressure Drop Fluida Kerja pada Heat Exchanger

## **BAB IV**

### **PEMBAHASAN DAN PENGOLAHAN DATA**

#### **4.1 Perhitungan Daya Pompa Air Laut**

##### **4.1.1 Pompa Air Laut Hangat**

Sebelum mencari daya pompa, perlu diketahui terlebih dahulu  $\Delta P$  antara sisi *suction* pompa dan ketinggian air laut dalam pipa.  $\Delta P$  dapat diperoleh menggunakan persamaan (2.32). Setelah itu dihitung *Head Loss* Major maupun *Head Loss* Minor yang terjadi di sepanjang pipa dengan menggunakan persamaan (2.33) dan (2.34). Daya pompa air laut hangat yang dibutuhkan dapat dicari menggunakan persamaan (2.35), dimana  $\dot{m}_{ww}$  merupakan laju alir massa air laut hangat yaitu 100 kg/s,  $v_1$  adalah volume spesifik dari air laut yaitu 0,001 m<sup>3</sup>/kg, dan  $\Delta P$  tekanan pompa sebesar 1,2 bar. Dari data tersebut diperoleh,

$$W_{pump} = 100 \text{ kg/s} \cdot 0,0010038 \text{ m}^3/\text{kg} \cdot (1,2) \cdot 10^5 \text{ kg/ms}^2 \cdot 1 \text{ KW} / 10^3 \text{ W} = 12 \text{ KW}$$

##### **4.1.2 Pompa Air Laut Dingin**

Sebelum mencari daya pompa, perlu diketahui terlebih dahulu  $\Delta P$  antara sisi *suction* pompa dan ketinggian air laut dalam pipa.  $\Delta P$  dapat diperoleh menggunakan persamaan (2.32). Setelah itu dihitung *Head Loss* Major maupun *Head Loss* Minor yang terjadi di sepanjang pipa dengan menggunakan persamaan (2.33) dan (2.34). Daya pompa air laut dingin yang dibutuhkan dapat dicari menggunakan persamaan (2.35), dimana  $\dot{m}_{ww}$  merupakan laju alir massa air laut dingin yang memiliki nilai berbeda untuk setiap variasi fluida kerja dan variasi pinch point,  $v_1$  adalah volume spesifik dari air laut yaitu 0,001 m<sup>3</sup>/kg, dan  $\Delta P$  tekanan pompa sebesar 1,2 bar. Dari data tersebut diperoleh daya pompa air laut dingin pada Tabel 4.1, 4.2, dan 4.3

Tabel 4. 1 Daya Pompa air laut dingin dengan fluida kerja  $\text{NH}_3$ 

$\text{NH}_3$				
pinch	pinch 2/2	pinch 2/1	pinch 1/2	pinch 1/1
Mdot cw	244,05	243,11	243,29	242,39
Wp cw	29,33	29,22	29,24	29,14

Tabel 4. 2 Daya Pompa Air Laut Dingin dengan Fluida Kerja R-134a

R-134a				
pinch	pinch 2/2	pinch 2/1	pinch 1/2	pinch 1/1
Mdot cw	244,11	243,40	243,34	242,55
Wp cw	29,34	29,26	29,25	29,15

Tabel 4. 3 Daya Pompa Air Laut Dingin dengan Fluida Kerja Propana

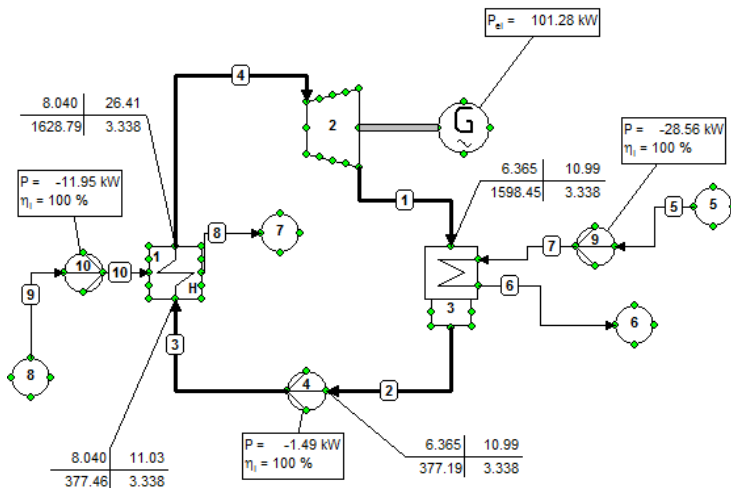
Propana				
pinch	pinch 2/2	pinch 2/1	pinch 1/2	pinch 1/1
Mdot cw	244,07	243,37	243,21	242,55
Wp cw	29,34	29,25	29,23	29,15

## 4.2 Analisa Termodinamika menggunakan *Cycle Tempo*

Pada penelitian ini akan divariasikan fluida kerja OTEC siklus tertutup dan pinch point terhadap konfigurasi dari *Shell and Tube Heat Exchanger*, yaitu evaporator serta kondensor. Analisa dilakukan menggunakan software *cycle tempo* untuk mendapatkan fluida kerja dengan hasil daya netto terbaik. Berikut merupakan variasi fluida kerja dengan menggunakan pinch 2/2 pada software *cycle tempo*,

### 4.2.1 Fluida Kerja Ammonia

Dapat dilihat pada Gambar 4.1 permodelan OTEC siklus tertutup menggunakan fluida kerja ammonia. Air laut hangat dipompa dari permukaan laut dengan laju alir massa 100 kg/s dan suhu 30°C. Diperlukan daya pompa sebesar 11,95 KW. Sedangkan air laut dingin dipompa dari kedalaman 600 m dibawah permukaan laut dengan laju alir massa 244,05 kg/s dan suhu 5°C. Diperlukan daya pompa sebesar 28,56 KW.

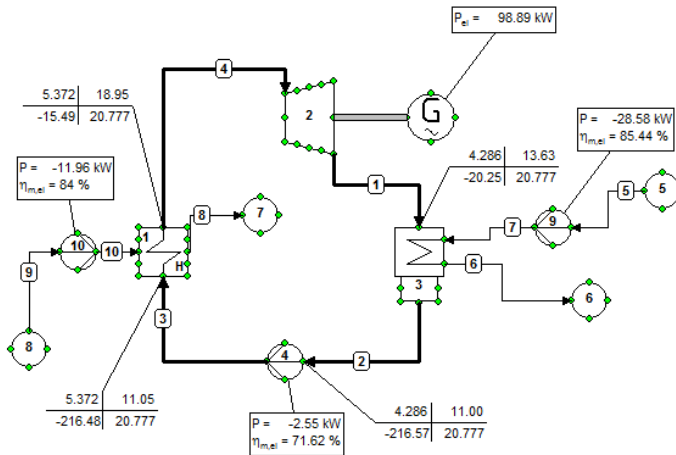


Gambar 4.1 Permodelan *Cycle Tempo* menggunakan Ammonia sebagai Fluida Kerja

Tekanan pada evaporator ditetapkan sebesar 8,04 bar. Sedangkan pada evaporator 6,365 bar. Fluida masuk kondensor pada fasa *saturated vapor* dan keluar kondensor pada fasa *saturated liquid*. Turbin mampu membangkitkan daya sebesar 101,28 KW. Daya pompa fluida kerja adalah 1,49 KW. Sehingga didapatkan  $W_{netto}$  sebesar 59,28 KW.

#### 4.2.2 Fluida Kerja R-134a

Dapat dilihat pada Gambar 4.2 permodelan OTEC siklus tertutup menggunakan fluida kerja R-134a. Air laut hangat dipompa dari permukaan laut dengan laju alir massa 100 kg/s dan suhu 30°C. Air laut keluar dari evaporator pada suhu 20°C. Diperlukan daya pompa air laut hangat sebesar 11,96 kW. Sedangkan air laut dingin dipompa dari kedalaman 600 m dibawah permukaan laut dengan laju alir massa 244,11 kg/s dan suhu 5°C. Air laut dingin keluar dari kondensor pada suhu 9°C. Diperlukan daya pompa sebesar 28,58 KW.

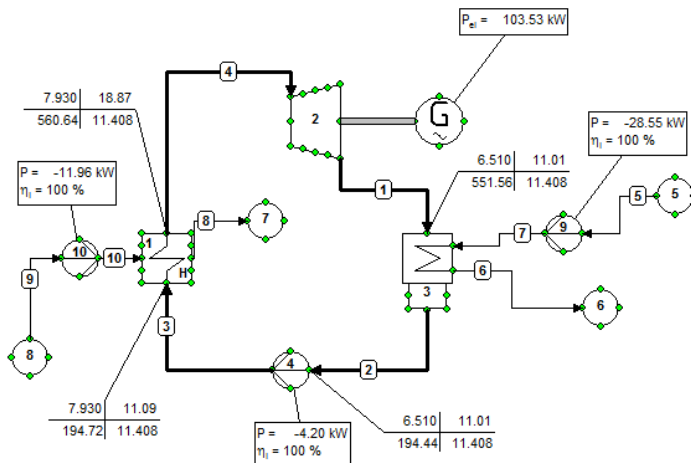


Gambar 4. 2 Permodelan Cycle Tempo menggunakan R-134a sebagai Fluida Kerja

Tekanan pada evaporator ditetapkan sebesar 5,372 bar. Sedangkan pada kondensor 4,286 bar. Fluida masuk kondensor pada fasa *saturated vapor* dan keluar kondensor pada fasa *saturated liquid*. Turbin mampu membangkitkan daya sebesar 98,89 KW. Daya pompa fluida kerja adalah 2,55 KW. Sehingga didapatkan  $W_{netto}$  sebesar 55,8 KW.

#### 4.2.3 Fluida Kerja Propana

Dapat dilihat pada Gambar 4.3 permodelan OTEC siklus tertutup menggunakan fluida kerja propana. Air laut hangat dipompa dari permukaan laut dengan laju alir massa 100 kg/s dan suhu 30°C. Air laut keluar dari evaporator pada suhu 20°C. Diperlukan daya pompa sebesar 11,96 KW. Sedangkan air laut dingin dipompa dari kedalaman 600 m dibawah permukaan laut dengan laju alir massa 244,07 kg/s dan suhu 5°C. Air laut dingin keluar dari kondensor pada suhu 9°C. Diperlukan daya pompa sebesar 28,55 KW.

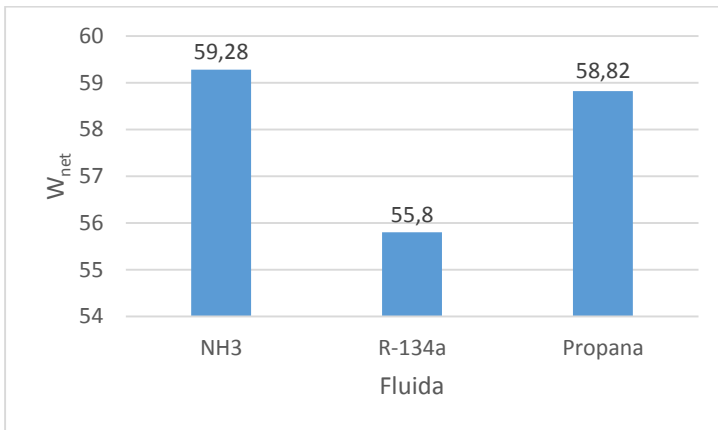


Gambar 4.3 Permodelan *Cycle Tempo* menggunakan Propana sebagai Fluida Kerja

Tekanan pada evaporator ditetapkan sebesar 7,93 bar. Sedangkan pada kondensor 6,51 bar. Fluida masuk kondensor pada fasa *saturated vapor* dan keluar kondensor pada fasa *saturated liquid*. Turbin mampu membangkitkan daya sebesar 103,53 KW. Daya pompa fluida kerja adalah 4,2 KW. Sehingga didapatkan  $W_{netto}$  sebesar 58,82 KW.

#### 4.2.4 Grafik Perbandingan Fluida Kerja dengan $W_{net}$ Sistem

Setelah melakukan simulasi pada *Cycle Tempo* didapat bahwa Ammonia merupakan fluida kerja yang menghasilkan  $W_{net}$  tertinggi untuk sistem OTEC siklus tertutup, yaitu sebesar 59,28 KW. Yang kedua adalah propana yaitu 58,82 KW, dan terakhir R-134a sebesar 55,8 KW, seperti dapat dilihat pada Gambar 4.4



Gambar 4. 4 Perbandingan Daya Netto vs Fluida Kerja menggunakan pinch 2/2

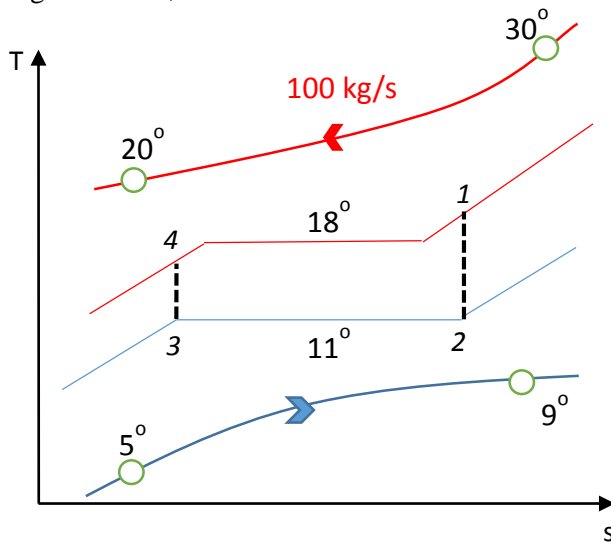


### 4.3. Analisa Termodinamika Variasi Pinch Point pada Fluida Kerja terhadap Wnetto Sistem OTEC Siklus Tertutup

Setelah melakukan simulasi menggunakan *Cycle Tempo*, didapatkan hasil bahwa ammonia adalah fluida kerja terbaik dengan pinch point 2/2. Maka dilakukan analisa termodinamika secara manual untuk mengetahui pengaruh variasi pinch point terhadap daya netto sistem OTEC siklus tertutup menggunakan tiga fluida kerja yang telah ditetapkan.

#### 4.3.1 Pinch point 2/2

Pada Gambar 4.5 dapat dilihat bahwa suhu evaporasi dan kondensasi sudah ditetapkan sehingga fluida kerja akan memiliki tekanan tertentu. Tekanan evaporasi maupun kondensasi akan berbeda untuk tiap fluida kerja. Berikut merupakan hasil dari analisa yang dilakukan,



Gambar 4.5 Diagram T-s untuk Pinch 2/2

### a. Ammonia

Tabel 4. 4 Tingkat Kondisi Ammonia Pinch 2/2

stage	T	P (bar)	H	S
1	26,41	8,04	1483	5,192
2	11	6,36	1453	5,192
3	11	6,36	231,7	0,8943
4	11,03	8,04	231,9	0,8943

Tekanan evaporasi ammonia pada suhu 18°C adalah 8,04 bar, sedangkan tekanan kondensasinya pada suhu 11°C adalah 6,36 bar. Tingkat kondisi yang diperoleh dapat dilihat pada Tabel 4.4

Dengan menggunakan data pada Tabel 4.4 maka dilakukan analisa termodinamika untuk mencari daya netto sistem.

Hitung laju alir massa fluida kerja menggunakan persamaan,

$$\dot{m}_{wf} = \frac{\dot{m}_{ww} \cdot C_{P_{ww}} \cdot \Delta T_{ww}}{H_1 - H_4} = \frac{100 \frac{kg}{s} \cdot 4,2 \frac{kJ}{kg} \cdot (30 - 20) K}{(1483 - 231,9) kJ/kg} = 3,36 \text{ kg/s}$$

Daya turbin dapat dihitung dengan persamaan,

$$W_T = \dot{m}_{wf} \cdot H_1 - H_2 = 3,36 \text{ kg/s} \cdot (1483 - 1453) \text{ kJ/kg} = 100,7 \text{ kW}$$

Daya pompa fluida kerja dapat dihitung dengan persamaan

$$W_P = \dot{m}_{wf} \cdot H_4 - H_3 = 3,36 \text{ kg/s} \cdot (231,9 - 231,7) \text{ kJ/kg} = 0,7 \text{ kW}$$

Daya pompa air laut hangat dapat dilihat pada Subbab 4.1.1 , sedangkan daya pompa air laut dingin dapat dilihat pada Tabel 4.1. Maka daya netto adalah,

$$\begin{aligned} W_{net} &= W_T - W_{P_{wf}} - W_{P_{ww}} - W_{P_{cw}} \\ &= 100,7 - 0,7 - 12 - 29,33 \end{aligned}$$

$$= 58,7 \text{ kW}$$

### b. R-134a

Tekanan evaporasi R-134a pada suhu 18°C adalah 5,372 bar, sedangkan tekanan kondensasinya pada suhu 11°C adalah 4,286 bar. Tingkat kondisi yang diperoleh dapat dilihat pada Tabel 4.5

Dengan menggunakan data pada Tabel 4.5 maka dilakukan analisa termodinamika untuk mencari daya netto sistem.

Hitung laju alir massa fluida kerja menggunakan persamaan,

$$\dot{m}_{wf} = \frac{\dot{m}_{ww} \cdot C_{P_{ww}} \cdot \Delta T_{ww}}{H_1 - H_4} = \frac{100 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot (30 - 20) \text{ K}}{(409,6 - 215,12) \text{ kJ/kg}} = 21,6 \text{ kg/s}$$

Daya turbin dapat dihitung dengan persamaan,

$$W_T = \dot{m}_{wf} \cdot H_1 - H_2 = 21,6 \text{ kg/s} \cdot (409,6 - 404,9) \text{ kJ/kg} = 101,5 \text{ kW}$$

Daya pompa fluida kerja dapat dihitung dengan persamaan

$$W_P = \dot{m}_{wf} \cdot H_4 - H_3 = 21,6 \text{ kg/s} \cdot (215,12 - 215) \text{ kJ/kg} = 2,6 \text{ kW}$$

Daya pompa air laut hangat dapat dilihat pada Subbab 4.1.1 , sedangkan daya pompa air laut dingin dapat dilihat pada Tabel 4.2.

Tabel 4. 5 Tingkat Kondisi R-134a Pinch 2/2

stage	T	P (bar)	H	S
1	18,95	5,372	409,6	1,722
2	11	4,286	404,9	1,722
3	11	4,286	215	1,053
4	11,05	5,372	215,12	1,053

Maka daya netto adalah,

$$\begin{aligned}
 W_{net} &= W_T - W_{Pwf} - W_{pww} - W_{pcw} \\
 &= 101,5 - 2,6 - 12 - 29,34 \\
 &= 57,6 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

### c. Propana

Tekanan evaporasi propana pada suhu 18°C adalah 7,93 bar, sedangkan tekanan kondensasinya pada suhu 11°C adalah 6,54 bar. Tingkat kondisi yang diperoleh dapat dilihat pada Tabel 4.6

Dengan menggunakan data pada Tabel 4.6 maka dilakukan analisa termodinamika untuk mencari daya netto sistem.

Hitung laju alir massa fluida kerja menggunakan persamaan,

$$\dot{m}_{wf} = \frac{\dot{m}_{ww} \cdot C_{P_{ww}} \cdot \Delta T_{ww}}{H_1 - H_4} = \frac{100 \frac{kg}{s} \cdot 4,2 \frac{kJ}{kg} K \cdot (30 - 20) K}{(296,1 - (-70,91)) kJ/kg} = 11,44 \text{ kg/s}$$

Daya turbin dapat dihitung dengan persamaan,

$$W_T = \dot{m}_{wf} \cdot H_1 - H_2 = 11,44 \text{ kg/s} \cdot (296,1 - 287) kJ/kg = 104,1 \text{ kW}$$

Daya pompa fluida kerja dapat dihitung dengan persamaan

Tabel 4. 6 Tingkat Kondisi Propana Pinch 2/2

stage	T	P (bar)	H	S
1	18,87	7,93	296,1	5,636
2	11	6,54	287	5,636
3	11	6,54	-71,31	4,374
4	11,09	7,93	-70,91	4,374

$$W_p = \dot{m}_{wf} \cdot H_4 - H_3 = 11,44 \text{ kg/s} \cdot (-70,91 - (71,31)) \text{ kJ/kg} = 4,6 \text{ kW}$$

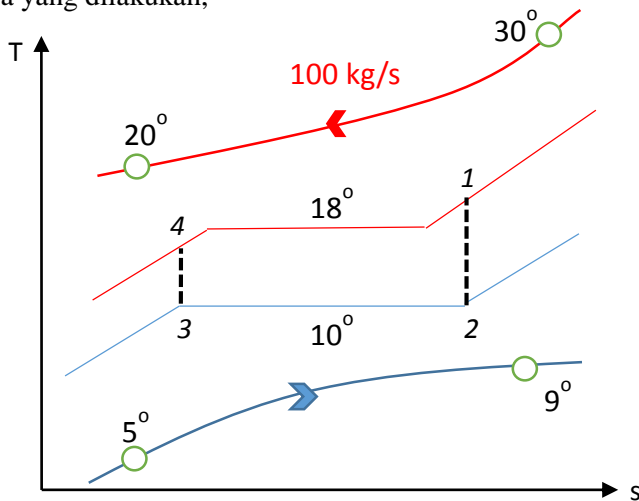
Daya pompa air laut hangat dapat dilihat pada Subbab 4.1.1 , sedangkan daya pompa air laut dingin dapat dilihat pada Tabel 4.3.

Maka daya netto adalah,

$$\begin{aligned} W_{net} &= W_T - W_{Pwf} - W_{pww} - W_{pcw} \\ &= 104,1 - 4,6 - 12 - 29,34 \\ &= 58,2 \text{ kW} \end{aligned}$$

#### 4.3.2 Pinch point 2/1

Pada Gambar 4.6 dapat dilihat bahwa suhu evaporasi dan kondensasi sudah ditetapkan sehingga fluida kerja akan memiliki tekanan tertentu. Tekanan evaporasi maupun kondensasi akan berbeda untuk tiap fluida kerja. Berikut merupakan hasil dari analisa yang dilakukan,



Gambar 4.6 Diagram T-s untuk Pinch 2/1

### a. Ammonia

Tabel 4. 7 Tingkat Kondisi Ammonia Pinch 2/1

stage	T	P (bar)	H	S
1	27,68	8,04	1487	5,204
2	10	6,15	1452	5,204
3	10	6,15	227	0,8779
4	10,03	8,04	227,3	0,8779

Tekanan evaporasi ammonia pada suhu 18°C adalah 8,04 bar, sedangkan tekanan kondensasinya pada suhu 10°C adalah 6,15 bar. Tingkat kondisi yang diperoleh dapat dilihat pada Tabel 4.7

Dengan menggunakan data pada Tabel 4.7 maka dilakukan analisa termodinamika untuk mencari daya netto sistem.

Hitung laju alir massa fluida kerja menggunakan persamaan,

$$\dot{m}_{wf} = \frac{\dot{m}_{ww} \cdot C_{P_{ww}} \cdot \Delta T_{ww}}{H_1 - H_4} = \frac{100 \frac{kg}{s} \cdot 4,2 \frac{kJ}{kg} \cdot K \cdot (30 - 20) K}{(1487 - 227,3) kJ/kg} = 3,33 \text{ kg/s}$$

Daya turbin dapat dihitung dengan persamaan,

$$W_T = \dot{m}_{wf} \cdot H_1 - H_2 = 3,33 \text{ kg/s} \cdot (1487 - 1452) \text{ kJ/kg} = 116,7 \text{ kW}$$

Daya pompa fluida kerja dapat dihitung dengan persamaan

$$W_P = \dot{m}_{wf} \cdot H_4 - H_3 = 3,36 \text{ kg/s} \cdot (227,3 - 227) \text{ kJ/kg} = 1 \text{ kW}$$

Daya pompa air laut hangat dapat dilihat pada Subbab 4.1.1 , sedangkan daya pompa air laut dingin dapat dilihat pada Tabel 4.1.

Maka daya netto adalah,

$$\begin{aligned}
 W_{net} &= W_T - W_{Pwf} - W_{pww} - W_{pcw} \\
 &= 100,7 - 0,7 - 12 - 29,22 \\
 &= 74,5 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

### b. R-134a

Tekanan evaporasi R-134a pada suhu 18°C adalah 5,372 bar, sedangkan tekanan kondensasinya pada suhu 10°C adalah 4,146 bar. Tingkat kondisi yang diperoleh dapat dilihat pada Tabel 4.8

Dengan menggunakan data pada Tabel 4.8 maka dilakukan analisa termodinamika untuk mencari daya netto sistem.

Hitung laju alir massa fluida kerja menggunakan persamaan,

$$\dot{m}_{wf} = \frac{\dot{m}_{ww} \cdot C_{P_{ww}} \cdot \Delta T_{ww}}{H_1 - H_4} = \frac{100 \frac{kg}{s} \cdot 4,2 \frac{kJ}{kg} \cdot (30 - 20) K}{(409,6 - 213,73) kJ/kg} = 21,44 \text{ kg/s}$$

Daya turbin dapat dihitung dengan persamaan,

$$W_T = \dot{m}_{wf} \cdot (H_1 - H_2) = 21,44 \text{ kg/s} \cdot (409,6 - 404,3) \text{ kJ/kg} = 113,6 \text{ kW}$$

Tabel 4. 8 Tingkat Kondisi R-134a Pinch 2/1

stage	T	P (bar)	H	S
1	18,95	5,372	409,6	1,722
2	10	4,146	404,3	1,722
3	10	4,146	213,6	1,048
4	10,05	5,372	213,73	1,048

Daya pompa fluida kerja dapat dihitung dengan persamaan

$$W_p = \dot{m}_{wf} \cdot H_4 - H_3 = 21,44 \text{ kg/s} \cdot (213,73 - 213,6) \text{ kJ/kg} = 2,8 \text{ kW}$$

Daya pompa air laut hangat dapat dilihat pada Subbab 4.1.1 , sedangkan daya pompa air laut dingin dapat dilihat pada Tabel 4.2. Maka daya netto adalah,

$$\begin{aligned} W_{net} &= W_T - W_{Pwf} - W_{pww} - W_{pcw} \\ &= 113,6 - 2,8 - 12 - 29,26 \\ &= 69,6 \text{ kW} \end{aligned}$$

### c. Propana

Tekanan evaporasi propana pada suhu 18°C adalah 7,93 bar, sedangkan tekanan kondensasinya pada suhu 10°C adalah 6,364 bar. Tingkat kondisi yang diperoleh dapat dilihat pada Tabel 4.9

Dengan menggunakan data pada Tabel 4.9 maka dilakukan analisa termodinamika untuk mencari daya netto sistem.

Hitung laju alir massa fluida kerja menggunakan persamaan,

Tabel 4. 9 Tingkat Kondisi Propana Pinch 2/1

stage	T	P (bar)	H	S
1	18,87	7,93	296,1	5,636
2	10	6,364	286	5,636
3	10	6,364	-73,91	4,365
4	10,09	7,93	-73,62	4,365



$$\dot{m}_{wf} = \frac{\dot{m}_{ww} \cdot C_{P_{ww}} \cdot \Delta T_{ww}}{H_1 - H_4} = \frac{100 \frac{kg}{s} \cdot 4,2 \frac{kJ}{kg} \cdot (30 - 20) K}{(296,1 - (-73,62)) kJ/kg} = 11,36 \text{ kg/s}$$

Daya turbin dapat dihitung dengan persamaan,

$$W_T = \dot{m}_{wf} \cdot H_1 - H_2 = 11,36 \text{ kg/s} \cdot (296,1 - 286) \text{ kJ/kg} = 114,7 \text{ kW}$$

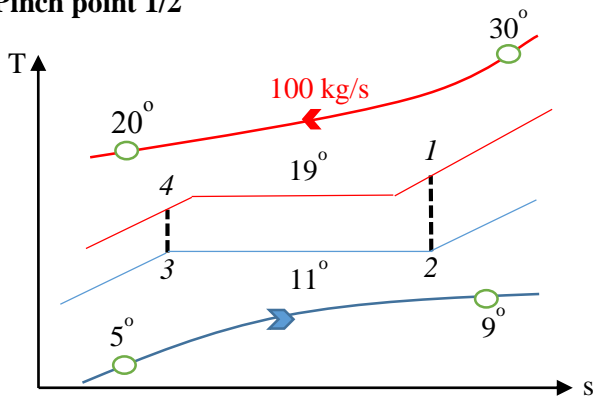
Daya pompa fluida kerja dapat dihitung dengan persamaan

$$W_P = \dot{m}_{wf} \cdot H_4 - H_3 = 11,44 \text{ kg/s} \cdot (-73,62 - (-73,91)) \text{ kJ/kg} = 3,3 \text{ kW}$$

Daya pompa air laut hangat dapat dilihat pada Subbab 4.1.1 , sedangkan daya pompa air laut dingin dapat dilihat pada Tabel 4.3. Maka daya netto adalah,

$$\begin{aligned} W_{net} &= W_T - W_{P_{wf}} - W_{P_{ww}} - W_{P_{pcw}} \\ &= 114,7 - 3,3 - 12 - 29,25 \\ &= 70,2 \text{ kW} \end{aligned}$$

#### 4.3.3 Pinch point 1/2



Gambar 4.7 Diagram T-s untuk Pinch 1/2

Pada Gambar 4.7 dapat dilihat bahwa suhu evaporasi dan kondensasi sudah ditetapkan sehingga fluida kerja akan memiliki tekanan tertentu. Tekanan evaporasi maupun kondensasi akan berbeda untuk tiap fluida kerja. Berikut merupakan hasil dari analisa yang dilakukan,

#### a. Ammonia

Tekanan evaporasi ammonia pada suhu 19°C adalah 8,3 bar, sedangkan tekanan kondensasinya pada suhu 11°C adalah 6,36 bar. Tingkat kondisi yang diperoleh dapat dilihat pada Tabel 4.10

Dengan menggunakan data pada Tabel 4.10 maka dilakukan analisa termodinamika untuk mencari daya netto sistem.

Hitung laju alir massa fluida kerja menggunakan persamaan,

$$\dot{m}_{wf} = \frac{\dot{m}_{ww} \cdot C_{P_{ww}} \cdot \Delta T_{ww}}{H_1 - H_4} = \frac{100 \frac{kg}{s} \cdot 4,2 \frac{kJ}{kg} \cdot (30 - 20) K}{(1487 - 232) kJ/kg} = 3,35 \text{ kg/s}$$

Daya turbin dapat dihitung dengan persamaan,

$$W_T = \dot{m}_{wf} \cdot H_1 - H_2 = 3,35 \text{ kg/s} \cdot (1487 - 1453) \text{ kJ/kg} = 113,8 \text{ kW}$$

Daya pompa fluida kerja dapat dihitung dengan persamaan

$$W_P = \dot{m}_{wf} \cdot H_4 - H_3 = 3,35 \text{ kg/s} \cdot (232 - 231,7) \text{ kJ/kg} = 1 \text{ kW}$$

Tabel 4. 10 Tingkat Kondisi Ammonia Pinch 1/2

stage	T	P (bar)	H	S
1	28,61	8,3	1487	5,192
2	11	6,36	1453	5,192
3	11	6,36	231,7	0,8943
4	11,05	8,3	232	0,8943

Daya pompa air laut hangat dapat dilihat pada Subbab 4.1.1 , sedangkan daya pompa air laut dingin dapat dilihat pada Tabel 4.1.

Maka daya netto adalah,

$$\begin{aligned} W_{net} &= W_T - W_{Pwf} - W_{pww} - W_{pcw} \\ &= 113,8 - 1 - 12 - 29,24 \\ &= 71,5 \text{ kW} \end{aligned}$$

#### b. R-134a

Tekanan evaporasi R-134a pada suhu 19°C adalah 5,542 bar, sedangkan tekanan kondensasinya pada suhu 11°C adalah 4,286 bar. Tingkat kondisi yang diperoleh dapat dilihat pada Tabel 4.11

Dengan menggunakan data pada Tabel 4.11 maka dilakukan analisa termodinamika untuk mencari daya netto sistem.

Hitung laju alir massa fluida kerja menggunakan persamaan,

$$\dot{m}_{wf} = \frac{\dot{m}_{ww} \cdot CP_{ww} \cdot \Delta T_{ww}}{H_1 - H_4} = \frac{100 \frac{kg}{s} \cdot 4,2 \frac{kJ}{kg} \cdot (30 - 20) K}{(410,3 - 215,2) kJ/kg} = 21,53 \text{ kg/s}$$

Daya turbin dapat dihitung dengan persamaan,

Tabel 4. 11 Tingkat Kondisi R-134a Pinch 1/2

stage	T	P (bar)	H	S
1	20,05	5,542	410,3	1,722
2	11	4,286	404,9	1,722
3	11	4,286	215	1,053
4	11,05	5,542	215,2	1,053

$$W_T = \dot{m}_{wf} \cdot H_1 - H_2 = 21,53 \text{ kg/s} \cdot (410,3 - 404,9) \text{ kJ/kg} = 116,2 \text{ kW}$$

Daya pompa fluida kerja dapat dihitung dengan persamaan

$$W_P = \dot{m}_{wf} \cdot H_4 - H_3 = 21,53 \text{ kg/s} \cdot (215,2 - 215) \text{ kJ/kg} = 4,3 \text{ kW}$$

Daya pompa air laut hangat dapat dilihat pada Subbab 4.1.1 , sedangkan daya pompa air laut dingin dapat dilihat pada Tabel 4.2.

Maka daya netto adalah,

$$\begin{aligned} W_{net} &= W_T - W_{Pwf} - W_{pww} - W_{pcw} \\ &= 116,2 - 4,3 - 12 - 29,25 \\ &= 70,7 \text{ kW} \end{aligned}$$

### c. Propana

Tekanan evaporasi propana pada suhu 19°C adalah 8,144 bar, sedangkan tekanan kondensasinya pada suhu 11°C adalah 6,54 bar. Tingkat kondisi yang diperoleh dapat dilihat pada Tabel 4.12

Dengan menggunakan data pada Tabel 4.12 maka dilakukan analisa termodinamika untuk mencari daya netto sistem.

Tabel 4. 12 Tingkat Kondisi Propana Pinch 1/2

stage	T	P (bar)	H	S
1	19,97	8,144	297,3	5,636
2	11	6,54	287	5,636
3	11	6,54	-71,31	4,374
4	11,09	8,144	-71,02	4,374

Hitung laju alir massa fluida kerja menggunakan persamaan,

$$\dot{m}_{wf} = \frac{\dot{m}_{ww} \cdot C_{P_{ww}} \cdot \Delta T_{ww}}{H_1 - H_4} = \frac{100 \frac{kg}{s} \cdot 4,2 \frac{kJ}{kg} K \cdot (30 - 20) K}{(297,3 - (-71,02)) kJ/kg} = 11,403 \text{ kg/s}$$

Daya turbin dapat dihitung dengan persamaan,

$$W_T = \dot{m}_{wf} \cdot H_1 - H_2 = 11,403 \text{ kg/s} \cdot (297,3 - 287) \text{ kJ/kg} = 117,5 \text{ kW}$$

Daya pompa fluida kerja dapat dihitung dengan persamaan

$$W_P = \dot{m}_{wf} \cdot H_4 - H_3 = 11,403 \text{ kg/s} \cdot (-71,02 - (71,31)) \text{ kJ/kg} = 3,3 \text{ kW}$$

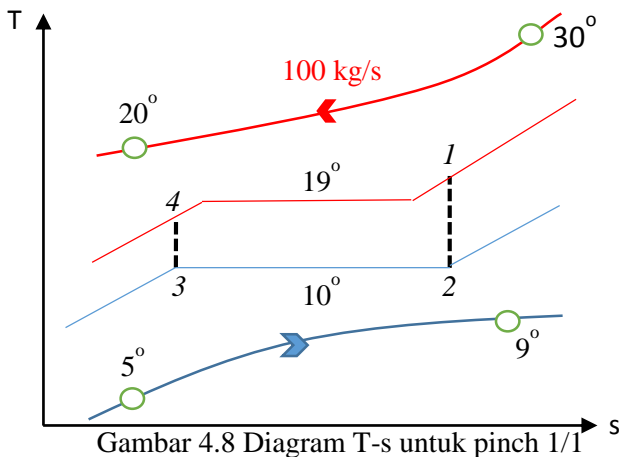
Daya pompa air laut hangat dapat dilihat pada Subbab 4.1.1 , sedangkan daya pompa air laut dingin dapat dilihat pada Tabel 4.3.

Maka daya netto adalah,

$$\begin{aligned} W_{net} &= W_T - W_{P_{wf}} - W_{P_{ww}} - W_{P_{cw}} \\ &= 117,5 - 3,3 - 12 - 29,23 \\ &= 72,9 \text{ kW} \end{aligned}$$

#### 4.3.4 Pinch point 1/1

Pada Gambar 4.8 dapat dilihat bahwa suhu evaporasi dan kondensasi sudah ditetapkan sehingga fluida kerja akan memiliki tekanan tertentu. Tekanan evaporasi maupun kondensasi akan berbeda untuk tiap fluida kerja. Berikut merupakan hasil dari analisa yang dilakukan,



**a. Ammonia**

Tekanan evaporasi ammonia pada suhu 19°C adalah 8,3 bar, sedangkan tekanan kondensasinya pada suhu 10°C adalah 6,15 bar. Tingkat kondisi yang diperoleh dapat dilihat pada Tabel 4.13.

Dengan menggunakan data pada Tabel 4.13 maka dilakukan analisa termodinamika untuk mencari daya netto sistem.

Hitung laju alir massa fluida kerja menggunakan persamaan,

Tabel 4. 13 Tingkat Kondisi Ammonia Pinch 1/1

stage	T	P (bar)	H	S
1	29,89	8,3	1491	5,204
2	10	6,15	1452	5,204
3	10	6,15	227	0,8779
4	10,04	8,3	227,55	0,8779

$$\dot{m}_{wf} = \frac{\dot{m}_{ww} \cdot C_{P_{ww}} \cdot \Delta T_{ww}}{H_1 - H_4} = \frac{100 \frac{kg}{s} \cdot 4,2 \frac{kJ}{kg} \cdot (30 - 20) K}{(1491 - 227,55) kJ/kg} = 3,32 \text{ kg/s}$$

Daya turbin dapat dihitung dengan persamaan,

$$W_T = \dot{m}_{wf} \cdot H_1 - H_2 = 3,32 \text{ kg/s} \cdot (1491 - 1452) \text{ kJ/kg} = 129,6 \text{ kW}$$

Daya pompa fluida kerja dapat dihitung dengan persamaan

$$W_P = \dot{m}_{wf} \cdot H_4 - H_3 = 3,32 \text{ kg/s} \cdot (227,55 - 227) \text{ kJ/kg} = 1,83 \text{ kW}$$

Daya pompa air laut hangat dapat dilihat pada Subbab 4.1.1 , sedangkan daya pompa air laut dingin dapat dilihat pada Tabel 4.1.

Maka daya netto adalah,

$$\begin{aligned} W_{net} &= W_T - W_{Pwf} - W_{pww} - W_{pcw} \\ &= 129,6 - 1,83 - 12 - 29,14 \\ &= 86,7 \text{ kW} \end{aligned}$$

#### b. R-134a

Tekanan evaporasi R-134a pada suhu 19°C adalah 5,542 bar, sedangkan tekanan kondensasinya pada suhu 10°C adalah 4,146 bar. Tingkat kondisi yang diperoleh dapat dilihat pada Tabel 4.14

Tabel 4. 14 Tingkat Kondisi R-134a Pinch 1/1

stage	T	P (bar)	H	S
1	20,05	5,542	410,3	1,722
2	10	4,146	404,3	1,722
3	10	4,146	213,6	1,048
4	10,06	5,542	213,745	1,048

Dengan menggunakan data pada Tabel 4.14 maka dilakukan analisa termodinamika untuk mencari daya netto sistem.

Hitung laju alir massa fluida kerja menggunakan persamaan,

$$\dot{m}_{wf} = \frac{\dot{m}_{ww} \cdot CP_{ww} \cdot \Delta T_{ww}}{H_1 - H_4} = \frac{100 \frac{kg}{s} \cdot 4,2 \frac{kJ}{kg} \cdot K \cdot (30 - 20) K}{(410,3 - 213,745) kJ/kg} = 21,37 \text{ kg/s}$$

Daya turbin dapat dihitung dengan persamaan,

$$W_T = \dot{m}_{wf} \cdot H_1 - H_2 = 21,37 \text{ kg/s} \cdot (410,3 - 404,3) \text{ kJ/kg} = 128,2 \text{ kW}$$

Daya pompa fluida kerja dapat dihitung dengan persamaan

$$W_P = \dot{m}_{wf} \cdot H_4 - H_3 = 21,37 \text{ kg/s} \cdot (213,745 - 213,6) \text{ kJ/kg} = 3,1 \text{ kW}$$

Daya pompa air laut hangat dapat dilihat pada Subbab 4.1.1 , sedangkan daya pompa air laut dingin dapat dilihat pada Tabel 4.2.

Maka daya netto adalah,

$$\begin{aligned} W_{net} &= W_T - W_{Pwf} - W_{pww} - W_{pcw} \\ &= 128,2 - 3,1 - 12 - 29,15 \\ &= 83,9 \text{ kW} \end{aligned}$$

### c. Propana

Tabel 4. 15 Tingkat Kondisi Propana Pinch 1/1

stage	T	P (bar)	H	S
1	19,97	8,144	297,3	5,636
2	10	6,364	286	5,636



3	10	6,364	-73,91	4,365
4	10,07	8,144	-73,67	4,365

Tekanan evaporasi propana pada suhu 19°C adalah 8,144 bar, sedangkan tekanan kondensasinya pada suhu 10°C adalah 6,364 bar. Tingkat kondisi yang diperoleh dapat dilihat pada Tabel 4.15.

Dengan menggunakan data pada tabel 4.15 maka dilakukan analisa termodinamika untuk mencari daya netto sistem.

Hitung laju alir massa fluida kerja menggunakan persamaan,

$$\dot{m}_{wf} = \frac{\dot{m}_{ww} \cdot C_{P_{ww}} \cdot \Delta T_{ww}}{H_1 - H_4} = \frac{100 \frac{kg}{s} \cdot 4,2 \frac{kJ}{kg} \cdot K \cdot (30 - 20) K}{(297,3 - (-73,67)) kJ/kg} = 11,32 \text{ kg/s}$$

Daya turbin dapat dihitung dengan persamaan,

$$W_T = \dot{m}_{wf} \cdot H_1 - H_2 = 11,32 \text{ kg/s} \cdot (297,3 - 286) \text{ kJ/kg} = 127,9 \text{ kW}$$

Daya pompa fluida kerja dapat dihitung dengan persamaan

$$W_P = \dot{m}_{wf} \cdot H_4 - H_3 = 11,32 \text{ kg/s} \cdot (-73,67 - (-73,91)) \text{ kJ/kg} = 2,7 \text{ kW}$$

Daya pompa air laut hangat dapat dilihat pada subbab 4.1.1 , sedangkan daya pompa air laut dingin dapat dilihat pada tabel 4.3.

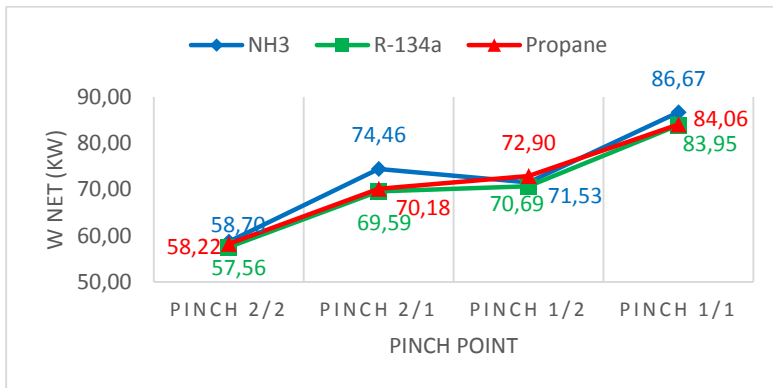
Maka daya netto adalah,

$$\begin{aligned} W_{net} &= W_T - W_{P_{wf}} - W_{P_{ww}} - W_{P_{cw}} \\ &= 127,9 - 2,7 - 12 - 29,15 \\ &= 84,1 \text{ kW} \end{aligned}$$

#### 4.3.5 Grafik Perbandingan Variasi Pinch Point terhadap Fluida Kerja dan Wnetto Sistem OTEC Siklus Tertutup

Pada Gambar 4.9 dapat dilihat bahwa pada pinch 1/1 dihasilkan daya netto terbaik, dimana Ammonia memiliki daya netto terbaik sebesar 86,67 kW. Selanjutnya adalah propana dengan daya netto 84,06 kW dan terakhir R-134a dengan daya netto 83,95 kW.

Hal menarik yang dapat dilihat dari gambar 4.8 adalah tren dari masing-masing fluida kerja. Dapat dilihat bahwa daya netto untuk fluida R-134a dan propana memiliki tren yang sama dari pinch 2/2 menuju ke pinch 1/1, yaitu cenderung naik. Sebenarnya ammonia juga memiliki tren yang hampir sama, namun perbedaannya adalah dari pinch 2/1 ke 1/2., dimana pada ammonia mengalami penurunan daya netto. Oleh karena itu dipilih fluida kerja ammonia dengan pinch point 1/1 untuk digunakan dalam perancangan *heat exchanger*.



Gambar 4. 9 Grafik Perbandingan Pinch Point terhadap Daya Netto OTEC dengan Fluida Kerja yang Berbeda

## 4.4 Analisa Heat Exchanger

### 4.4.1 Evaporator

Dalam perancangan *Heat Exchanger* terdapat beberapa elemen yang perlu dihitung terlebih dahulu. Yang pertama adalah *heat load* dari evaporator. Setelah mendapat nilai  $Q$  pada evaporator diperlukan nilai  $U_o$  serta  $\Delta T_{lmtD}$  untuk bisa mendapatkan  $A$  (*heat transfer surface area*). Namun sebelumnya perlu diperhatikan bahwa pada diagram T-s evaporator, transfer panas di dalam tube terjadi pada 3 area yang berbeda, yaitu I (*subcooling*), II (*evaporation*), dan III (*superheating*).

- **Perhitungan Jumlah Tube**

Jumlah tube dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$N_t = \frac{\dot{m} w f}{\dot{m}_{1 \text{ tube}}}$$

dimana nilai  $\dot{m}$  pada *single tube* dapat dihitung melalui persamaan:

$$\dot{m}_{1 \text{ tube}} = \rho \cdot V \cdot A = 611,69 \text{ kg/m}^3 \cdot 1 \text{ m/s} \cdot (\pi 0,014^2)/4 = 0,0954 \text{ kg/s}$$

Maka jumlah tube adalah:

$$N_t = \frac{\dot{m} w f}{\dot{m}_{1 \text{ tube}}} = \frac{3,32 \text{ kg/s}}{0,0954 \text{ kg/s}} = 35$$

- **Perhitungan Laju Perpindahan Panas (q)**

Perancangan evaporator akan menggunakan fluida kerja ammonia dengan pinch point 1. Data operasi sudah disebutkan pada subbab sebelumnya. Di dalam evaporator, fluida kerja mengalir didalam tube sedangkan air laut di luar tube. Berikut adalah perhitungan laju perpindahan panas untuk sisi cold (tube) maupun sisi hot (luar tube),

- Menghitung laju perpindahan panas sisi *hot*:

$$\begin{aligned} q_h &= \dot{m}_h \cdot C_p \cdot (T_{ho} - T_{hi}) \\ &= 100 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}} \cdot (30 - 20)^\circ\text{C} \\ &= 4200 \text{ kW} \end{aligned}$$

- Menghitung laju perpindahan panas sisi *cold*:

$$\begin{aligned}
 q_c &= \dot{m}_c \cdot (h_{out\ evap} - h_{in\ evap}) \\
 &= 3,32 \frac{kg}{s} \cdot (1491 - 227,55) \frac{kJ}{kg} \\
 &= 4200\ kW
 \end{aligned}$$

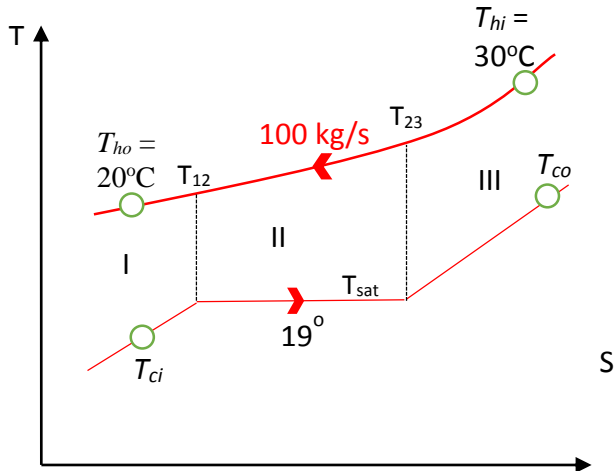
Berikut perhitungan laju perpindahan panas tiap zona untuk memastikan besarnya laju perpindahan panas sisi *cold* :

- Menghitung laju perpindahan panas *Zona Subcooling* :
 
$$\begin{aligned}
 q_{sub} &= \dot{m}_c \cdot (h_f - h_{in\ evap}) \\
 &= 3,32 \frac{kg}{s} \cdot (269,5 - 227,55) \frac{kJ}{kg} \\
 &= 139,45\ [kW]
 \end{aligned}$$
- Menghitung laju perpindahan panas *Zona Evaporation* :
 
$$\begin{aligned}
 q_{evp} &= \dot{m}_c \cdot (h_g - h_f) \\
 &= 3,32 \frac{kg}{s} \cdot (1459 - 269,5) \frac{kJ}{kg} \\
 &= 3954\ kW
 \end{aligned}$$
- Menghitung laju perpindahan panas *Zona Superheating* :
 
$$\begin{aligned}
 q_{sup} &= \dot{m}_c \cdot (h_{out\ evap} - h_g) \\
 &= 3,32 \frac{kg}{s} \cdot (1491 - 1459) \frac{kJ}{kg} \\
 &= 106,4\ kW
 \end{aligned}$$

Laju perpindahan panas sisi *cold* merupakan penjumlahan laju perpindahan panas pada masing-masing zona sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 q_h &= q_{sub} + q_{evp} + q_{sup} \\
 4200\ kW &= (139,45 + 3954 + 106,4)\ kW \\
 4200\ kW &= 4200\ kW
 \end{aligned}$$

- Perhitungan  $\Delta T_{lmtD}$



Gambar 4.10 Diagram T-s pada Evaporator

Sebelum menentukan  $\Delta T_{lmtD}$  untuk masing-masing zona, perlu dicari terlebih dahulu  $T_{12}$  dan  $T_{23}$  pada sisi *hot*. Letak kedua titik tersebut dapat dilihat pada Gambar 4.10.

- Mencari  $T_{12}$  dan  $T_{23}$  :

$$q_{sub} = \dot{m}_h \cdot C_p \cdot (T_{12} - T_{ho})$$

$$139,45 \text{ kW} = 100 \text{ kg/s} \cdot 4,2 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \cdot (T_{12} - 20^\circ\text{C})$$

$$T_{12} = 20^\circ\text{C} + \frac{139,45 \text{ kW}}{100 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^\circ\text{C}}}$$

$$T_{12} = 20,332^\circ\text{C}$$

$$q_{sup} = \dot{m}_h \cdot C_p \cdot (T_{hi} - T_{23})$$

$$106,4 \text{ kW} = 100 \text{ kg/s} \cdot 4,2 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \cdot (30^\circ\text{C} - T_{23})$$

$$T_{23} = 30^{\circ}\text{C} - \frac{106,4 \text{ kW}}{100 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}}}$$

$$T_{23} = 29,746^{\circ}\text{C}$$

sehingga  $\Delta T_{lmt}$  untuk ketiga zona dapat dihitung sebagai berikut :

$$\begin{aligned} - \Delta T_{lmt \text{ subcooling}} &= \frac{(T_{12} - T_{sat}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \frac{(T_{12} - T_{sat})}{(T_{ho} - T_{ci})}} \\ &= \frac{(20,332 - 19) - (20 - 10,04)}{\ln \frac{(20,332 - 19)}{(20 - 10,04)}} \\ &= 6,28^{\circ}\text{C} \\ - \Delta T_{lmt \text{ evaporation}} &= \frac{(T_{23} - T_{sat}) - (T_{12} - T_{sat})}{\ln \frac{(T_{23} - T_{sat})}{(T_{12} - T_{sat})}} \\ &= \frac{(29,746 - 19) - (20,332 - 19)}{\ln \frac{(29,746 - 19)}{(20,332 - 19)}} \\ &= 10,11^{\circ}\text{C} \\ - \Delta T_{lmt \text{ superheating}} &= \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{23} - T_{sat})}{\ln \frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{23} - T_{sat})}} \\ &= \frac{(30 - 29,8) - (29,746 - 19)}{\ln \frac{(30 - 29,8)}{(29,746 - 19)}} \\ &= 2,46^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

- **Perhitungan Koefisien Konveksi Sisi Shell (Ho)**

Untuk menghitung koefisien konveksi sisi luar diperlukan perhitungan koefisien konveksi yang melewati *tube banks*. Air laut hangat mengalir masuk ke shell dengan suhu  $30^{\circ}\text{C}$  dan keluar dengan suhu  $20^{\circ}\text{C}$ . Tekanan di dalam evaporator adalah 8,3 bar.

Oleh karena itu akan dicari properties berdasarkan temperatur rata-rata air laut di dalam shell dengan tekanan evaporator tersebut,

$$T_{bar} = (T_{ww \text{ in}} + T_{ww \text{ out}}) / 2 = 298 \text{ K}$$

$$v = 8,953 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$k = 607,27 \times 10^{-3} \text{ W/m K}$$

$$\mu = 892,97 \times 10^{-6} \text{ Pa.s}$$

$$Pr = 6,1456$$

$$\rho = 997,41 \text{ kg/m}^3$$

- *Menghitung kecepatan maksimum fluida saat melintasi tube bank (Vmax)*

Dengan diameter luar tube 16 mm dan *pitch ratio* 1,5 didapat jarak antar tube ( $ST = SL$ ) sebesar 24 mm, sehingga Vmax dapat dihitung dengan persamaan,

$$\begin{aligned} V_{max} &= \frac{ST}{ST - D_o} \times V \\ &= \frac{0,024}{0,024 - 0,016} \times 2 \text{ m/s} = 6,13 \text{ m/s} \end{aligned}$$

- *Menghitung nilai Reynolds number maksimum fluida*  
Reynolds number maksimum dihitung berdasarkan kecepatan maksimum fluida  $V_{max} = 6,13 \text{ m/s}$  melintasi *tube banks* yaitu

$$Re_{max} = \frac{V_{max} \cdot D_o}{v} = \frac{6,13 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,016 \text{ m}}{8,953 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}} = 109560,5$$

- *Menghitung Nusselt number*

Nusselt number dapat dihitung dengan persamaan (2.14). Untuk nilai  $C_2, C_1$ , dan  $m$  dapat dilihat pada tabel 2.5, dengan susunan tube staggered dan *pitch ratio* 1,5 didapat nilai  $C_2 = 0,98$ ;  $C_1 = 0,46$ ; dan  $m = 0,562$ , maka nilai Nusselt number adalah:

$$\begin{aligned} Nu &= C_2 \cdot C_1 \cdot 1,13 \cdot Re_{max}^m \cdot Pr^{1/3} \\ &= 0,98 \cdot 0,46 \cdot 1,13 \cdot 109560,5^{0,562} \cdot 6,1456^{1/3} \\ &= 634,166 \end{aligned}$$

- Koefisien konveksi sisi shell ( $Ho$ )

$$Ho = \frac{Nu \cdot K}{Do}$$

$$= \frac{634,166 \cdot 0,6 \frac{W}{m \cdot K}}{0,016 m} = 24069,36 W/m^2 K$$

- **Perhitungan Koefisien Konveksi Sisi Tube ( $Hi$ )**

Koefisien konveksi pada sisi tube dihitung menggunakan perumusan *Dittus-Boelter*. Namun perlu diingat kembali bahwa di dalam tube terdapat tiga zona yaitu *subcooling*, *evaporation*, dan *superheating*. Persamaan *Dittus-Boelter* hanya dapat digunakan pada zona satu fasa saja, sedangkan untuk zona *evaporation* menggunakan persamaan Shah mengenai proses evaporasi di dalam tube. Temperatur fluida masuk evaporator adalah 10,04°C dan keluar dengan suhu 29,89°C. Properties dihitung pada temperatur rata-rata fluida kerja di dalam tube dengan tekanan evaporasi 8,3 bar:

$$T_{bar} = (T_{wf \text{ in}} + T_{wf \text{ out}}) / 2 = 292,965 K$$

$$\rho \text{ vapor} = 6,49 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho \text{ liquid} = 611,69 \text{ kg/m}^3$$

$$k \text{ vapor} = 25,275 \times 10^{-3} W/m K$$

$$k \text{ liquid} = 502,79 \times 10^{-3} W/m K$$

$$\mu \text{ vapor} = 9,64 \times 10^{-6} Pa.s$$

$$\mu \text{ liquid} = 139,72 \times 10^{-6} Pa.s$$

$$Pr \text{ vapor} = 1,1371$$

$$Pr \text{ liquid} = 1,3165$$

**a. Subcooling Zone**

- Menghitung Reynolds Number

Kecepatan fluida di dalam tube ditentukan sebesar 1 m/s, sehingga nilai reynolds number dapat dihitung:



$$\begin{aligned}
 \text{Re} &= \frac{\rho \cdot V \cdot Di}{\mu} \\
 &= \frac{611,69 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 1 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,014 \text{ m}}{139,72 \times 10^{-6} \text{ Pa.s}} = 61729,38
 \end{aligned}$$

- *Menghitung Koefisien Konveksi Subcooling Zone ( $Hi_1$ )*

$$\begin{aligned}
 Hi_1 &= 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot (K/di) \\
 &= 0,023 \cdot 61729,38^{0,8} \cdot 1,3165^{0,4} \cdot (502,79 \times 10^{-3}/0,014) \\
 &= 6224 \text{ W/m}^2\text{K}
 \end{aligned}$$

### **b. Evaporation Zone**

- *Menghitung Nilai Froude Number*

$$\begin{aligned}
 Fr &= \frac{G^2}{\rho^2 \cdot g \cdot di} \\
 &= \frac{(611,69)^2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{s}}}{(611,69)^2 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 0,014 \text{ m}} = 7,23
 \end{aligned}$$

- *Menghitung nilai martinelli parameter ( $1/X_{tt}$ )*  
 Untuk menghitung martinelli parameter ditentukan kualitas uap di dalam tube.

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{X_{tt}} &= \frac{x}{(1-x)^{0,9}} \left( \frac{611,7}{6,49} \right)^{0,5} \left( \frac{1,397 \times 10^{-4}}{9,64 \times 10^{-6}} \right)^{0,1} \\
 &= \frac{0,98}{(1-0,98)^{0,9}} \left( \frac{\rho l}{\rho v} \right)^{0,5} \left( \frac{\mu v}{\mu l} \right)^{0,1} \\
 &= 246
 \end{aligned}$$

Jika nilai  $1/X_{tt} \leq 0,1$  nilai  $F = 1$

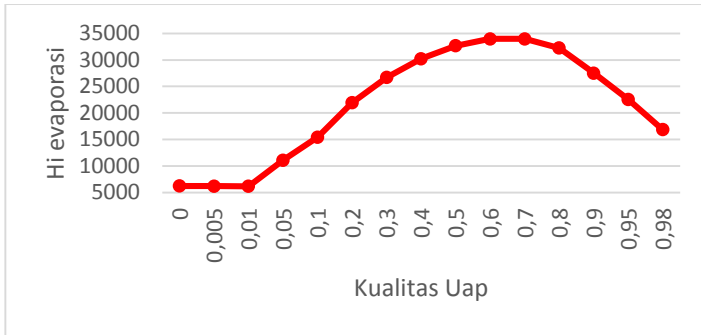
Jika nilai  $1/X_{tt} > 0,1$  nilai  $F = 2,35 (0,213 + 1/X_{tt})^{0,736}$

- *Menghitung nilai  $F$*

$$\begin{aligned}
 F &= 2,35 (0,213 + 246)^{0,736} \\
 &= 135,49
 \end{aligned}$$

- *Menghitung enhancement factor ( $Fo$ )*

$$\begin{aligned}
 Fo &= F (1 - x) \\
 &= 135,49 (1 - 0,98) \\
 &= 2,7
 \end{aligned}$$



Gambar 4. 11 Grafik Koefisien Konveksi Evaporasi vs Kualitas Uap

Untuk nilai koefisien konveksi dengan kualitas uap yang berbeda dapat dilihat pada Gambar 4.11

- *Convection Boiling Heat Transfer Coefficient ( $Hi_{II}$ )*  

$$Hi_{II} = Fo \cdot Hi_I$$

$$= 2,676 \cdot 6224 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$= 16865 \text{ W/m}^2\text{K}$$

### c. Superheating Zone

- *Menghitung kecepatan fluida dalam fasa uap di dalam tube*

Kecepatan fluida di dalam tube dapat dihitung dengan persamaan:

$$V_{\text{superheat}} = \frac{\dot{m} \text{ fluida pada 1 tube}}{\rho \cdot A \text{ 1 tube}}$$

$$= \frac{0,0954 \text{ kg/s}}{6,49 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 0,000156 \text{ m}^2} = 94,18 \text{ m/s}$$

- *Menghitung Reynolds Number*

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot Di}{\mu}$$

$$= \frac{6.49 \frac{kg}{m^3} \cdot 94,18 \frac{m}{s} \cdot 0,014 m}{9,644 \times 10^{-6} Pa.s}$$

$$= 894302,17$$

- *Menghitung Koefisien Konveksi Superheating Zone ( $Hi_{III}$ )*

$$Hi_{III} = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot (K/di)$$

$$= 0,023 \cdot 894302,17^{0,8} \cdot 1,1371^{0,4} \cdot (25,275 \times 10^{-3} / 0,014)$$

$$= 2504 W/m^2 K$$

- **Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient ( $U$ )**

Untuk mendapat nilai *overall heat transfer coefficient* diperlukan koefisien konveksi sisi tube maupun shell. Berikut merupakan koefisien konveksi sisi tube untuk masing-masing zona :

$$Hi_{subcooling} (Hi_I) = 6224 W/m^2 K$$

$$Hi_{evaporation} (Hi_{II}) = 16865 W/m^2 K$$

$$Hi_{superheating} (Hi_{III}) = 2504 W/m^2 K$$

Sedangkan koefisien konveksi sisi shell adalah:

$$Ho = 24069,36 W/m^2 K$$

Selain perpindahan panas secara konveksi, terjadi perpindahan panas secara konduksi di dalam tube karena tube memiliki ketebalan tertentu. Namun karena ketebalan pipa sangat tipis yaitu sebesar 2 mm, maka perhitungan perpindahan panas konduksi dapat diabaikan.

- *Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient Subcooling Zone ( $U_I$ )*

$$U_I = \left[ \frac{1}{Hi_I} + \frac{1}{Ho_I} \right] J^{-1}$$

$$= \left[ \frac{1}{6224} + \frac{1}{24069} \right] J^{-1}$$

$$= 4945 W/m^2 K$$

- *Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient Evaporation Zone ( $U_{II}$ )*

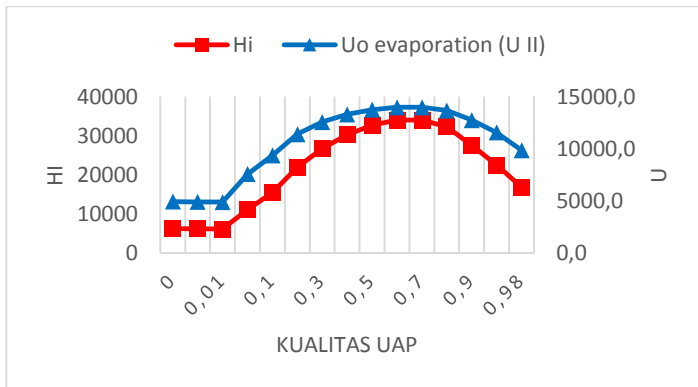
$$\begin{aligned}
 U_{II} &= \left[ \frac{1}{Hi_I} + \frac{1}{Ho_I} \right] J^{-1} \\
 &= \left[ \frac{1}{16865} + \frac{1}{24069} \right] J^{-1} \\
 &= 9857 \text{ W/m}^2\text{K}
 \end{aligned}$$

Karena  $Hi$  pada zona evaporasi tergantung pada kualitas uap yang mengalir di dalam tube, maka  $U$  juga akan berbeda dengan adanya perbedaan kualitas uap di dalam tube, seperti dapat dilihat pada Gambar 4.12

Dapat dilihat bahwa nilai  $Hi$  dan  $U$  tertinggi berada pada kualitas uap 0,6-0,7. Grafik menunjukkan tren yang naik dari kualitas 0,01-0,7 dan kemudian turun hingga ke kualitas mendekati 1 (*saturated vapor*).

- *Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient Superheating Zone ( $U_{III}$ )*

$$\begin{aligned}
 U_{III} &= \left[ \frac{1}{Hi_I} + \frac{1}{Ho_I} \right] J^{-1} \\
 &= \left[ \frac{1}{2504} + \frac{1}{24069} \right] J^{-1} \\
 &= 2268 \text{ W/m}^2\text{K}
 \end{aligned}$$



Gambar 4. 12 Grafik Koefisien Konveksi vs Overall Heat Transfer Coefficient vs Kualitas Uap

- **Perhitungan Heat Transfer Surface Area (A)**

Setelah mendapat nilai  $Q$ ,  $\Delta T_{lmt d}$ , dan juga  $U$  maka *heat transfer surface area* ( $A$ ) dapat dihitung dengan persamaan berikut untuk masing-masing zona pada tube :

- *Luas Perpindahan Panas Subcooling Zone*

$$\begin{aligned} A_{subcooling} (A_I) &= \frac{Q_{sub}}{U_{sub} \cdot \Delta T_{lmt d_{sub}}} \\ &= \frac{139,45 \times 10^3 \text{ W}}{4945 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \cdot 6,28 \text{ K}} \\ &= 4,48 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

- *Luas Perpindahan Panas Evaporation Zone*

$$\begin{aligned} A_{evaporation} (A_{II}) &= \frac{Q_{evp}}{U_{evp} \cdot \Delta T_{lmt d_{evp}}} \\ &= \frac{3954 \times 10^3 \text{ W}}{9857 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \cdot 10,11 \text{ K}} \\ &= 39,68 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

- *Luas Perpindahan Panas Superheating Zone*

$$\begin{aligned} A_{superheating} (A_{III}) &= \frac{Q_{sup}}{U_{sup} \cdot \Delta T_{lmt d_{sup}}} \\ &= \frac{106,4 \times 10^3 \text{ W}}{2268 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \cdot 2,46 \text{ K}} \\ &= 19,12 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

- **Perhitungan Panjang Tube Masing-Masing Zona**

- *Panjang tube subcooling zone*

$$\begin{aligned} L_{subcooling} (L_I) &= \frac{A_{sub}}{\pi \cdot D_o \cdot Nt} \\ &= \frac{4,48 \text{ m}^2}{\pi \cdot 0,016 \text{ m} \cdot 35} \\ &= 2,56 \text{ m} \end{aligned}$$

- *Panjang tube evaporation zone*

$$\begin{aligned} L_{evaporation} (L_{II}) &= \frac{A_{evp}}{\pi \cdot D_o \cdot Nt} \\ &= \frac{39,73 \text{ m}^2}{\pi \cdot 0,016 \text{ m} \cdot 35} \\ &= 22,71 \text{ m} \end{aligned}$$

- *Panjang tube superheating zone*

$$\begin{aligned}
 L_{\text{superheating}} (L_{III}) &= \frac{A_{\text{sup}}}{\pi \cdot Do \cdot Nt} \\
 &= \frac{19,1 \text{ m}^2}{\pi \cdot 0,016 \text{ m} \cdot 35} \\
 &= 10,91 \text{ m}
 \end{aligned}$$

#### 4.4.2 Kondensor

Sama seperti analisa evaporator, pertama dihitung *heat load* dari kondensor. Setelah mendapat nilai  $Q$  pada kondensor diperlukan nilai  $U_o$  serta  $\Delta T_{\text{lmtd}}$  untuk bisa mendapatkan  $A$  (*heat transfer surface area*). Pada kondensor air laut dingin mengalir di dalam tube sedangkan fluida kerja mengalir di shell. Fluida kerja masuk kondensor pada fasa *saturated vapor* dan keluar kondensor pada fasa *saturated liquid*, sehingga hanya ada satu zona saja yaitu *condensation zone*.

- **Perhitungan Jumlah Tube**

Jumlah tube dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$Nt = \frac{\dot{m}wf}{\dot{m}_{1 \text{ tube}}}$$

dimana nilai  $\dot{m}$  pada *single tube* dapat dihitung melalui persamaan:

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_{1 \text{ tube}} &= \rho \cdot V \cdot A = 1027,723 \text{ kg/m}^3 \cdot 4,8 \text{ m/s} \cdot (\pi 0,014^2)/4 \\
 &= 0,77 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

Maka jumlah tube adalah:

$$Nt = \frac{\dot{m}wf}{\dot{m}_{1 \text{ tube}}} = \frac{242 \text{ kg/s}}{0,77 \text{ kg/s}} = 314$$

- **Perhitungan Laju Perpindahan Panas (q)**

Perancangan kondensor akan menggunakan fluida kerja ammonia dengan pinch point 1. Data operasi sudah disebutkan pada subbab sebelumnya. Di dalam kondensor, fluida kerja mengalir didalam shell sedangkan air laut di dalam tube. Berikut adalah perhitungan laju perpindahan panas untuk sisi cold (tube) maupun sisi hot (luar tube),

- Menghitung laju perpindahan panas sisi *cold*:

$$q_c = \dot{m}_c \cdot Cp \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

$$= 242 \frac{kg}{s} \cdot 4,2 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} \cdot (9 - 5)^{\circ}C$$

$$= 4072,2 \text{ kW}$$

- Menghitung laju perpindahan panas sisi *hot*:

$$q_h = \dot{m}_h \cdot (h_{in \text{ cond}} - h_{out \text{ cond}})$$

$$= 3,32 \frac{kg}{s} \cdot (1452 - 227) \frac{kJ}{kg}$$

$$= 4072,2 \text{ kW}$$

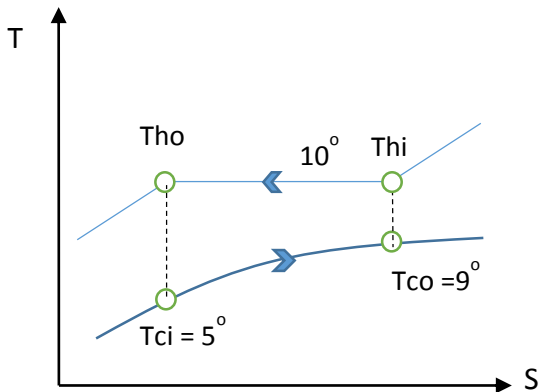
- **Perhitungan  $\Delta T_{lmtd}$**

Analisa  $\Delta T_{lmtd}$  pada kondensor dapat dilihat pada Gambar 4.13, sehingga  $\Delta T_{lmtd}$  dapat dihitung sebagai berikut :

$$\Delta T_{lmtd} = \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln \frac{(T_{hi} - T_{co})}{(T_{ho} - T_{ci})}}$$

$$= \frac{(11 - 9) - (11 - 5)}{\ln \frac{(11 - 9)}{(11 - 5)}}$$

$$= 4,11^{\circ}C$$



Gambar 4.13 Diagram T-s pada Kondensor

- **Perhitungan Koefisien Konveksi Sisi Shell (Ho)**

Untuk menghitung koefisien konveksi sisi luar diperlukan analisa *film condensation*. Pada analisa berikut, efek penggenangan (*inundation*) maupun *shear vapor* turut diperhitungkan.

$$T_{bar} = (T_{wf\ in} + T_{wf\ out}) / 2 = 283\ K$$

$$T_{wall} = (T_{cw\ in} + T_{cw\ out}) / 2 = 280\ K$$

$$v = 1,923 \times 10^{-6}\ m^2/s$$

$$k = 529,27 \times 10^{-3}\ W/m\ K$$

$$\mu = 153,27 \times 10^{-6}\ Pa.s$$

$$Pr = 1,353$$

$$C_p = 4,675\ kJ/kg.K$$

$$H_{fg} = 1225\ kJ/kg$$

$$\rho_{vapor} = 4,86\ kg/m^3$$

$$\rho_{liquid} = 624,64\ kg/m^3$$

- *Perhitungan koefisien konveksi rata-rata yang melewati satu tube*

Untuk perhitungan awal diperlukan koefisien konveksi kondensasi untuk satu tube seperti pada persamaan (2.23)

$$\frac{H_1 d}{k} = 0,728 \left[ \frac{\rho_l (\rho_l - \rho_v) g h_{fg} d^3}{\mu (T_{sat} - T_w) k} \right]^{0,25}$$

sehingga  $H_1$  dapat dihitung:

$$\begin{aligned} h_1 &= 0,728 \left[ \frac{624,64(624,64 - 4,86) 9,81 \ 1234 \ 0,016^3}{1,53 \times 10^{-4} (10 - 7) 0,53} \right]^{0,25} \\ &= 2266\ W/m^2 K \end{aligned}$$



- *Menghitung kecepatan maksimum fluida saat melintasi tube bank ( $V_{max}$ )*

Dengan diameter luar tube 16 mm dan *pitch ratio* 1,5 didapat jarak antar tube ( $ST = SL$ ) sebesar 24 mm, sehingga  $V_{max}$  dapat dihitung dengan persamaan,

$$V_{max} = \frac{ST}{ST - D_o} \times V$$

$$= \frac{0,024}{0,024 - 0,016} \times 13,94 \text{ m/s} = 41,82 \text{ m/s}$$

- *Menghitung nilai Reynolds number maksimum fluida*  
Reynolds number maksimum dihitung berdasarkan kecepatan maksimum fluida  $V_{max} = 41,82 \text{ m/s}$  melintasi tube banks yaitu

$$Re_{max} = \frac{V_{max} \cdot D_o}{\nu} = \frac{41,82 \frac{m}{s} \cdot 0,016 \text{ m}}{1,923 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} = 347863$$

- *Menghitung koefisien konveksi kondensasi dengan memperhitungkan efek penggenangan dan pergeseran uap*  
Perhitungan koefisien konveksi kondensasi yang melewati tube bundle sulit untuk dilakukan. Oleh karena itu *Butterworth* menyarankan sebuah pendekatan untuk mencari koefisien konveksi lokal kondensasi pada baris tube tertentu. Pada penelitian ini dihitung koefisien konveksi lokal pada baris tube yang ke 6 ( $N = 6$ )

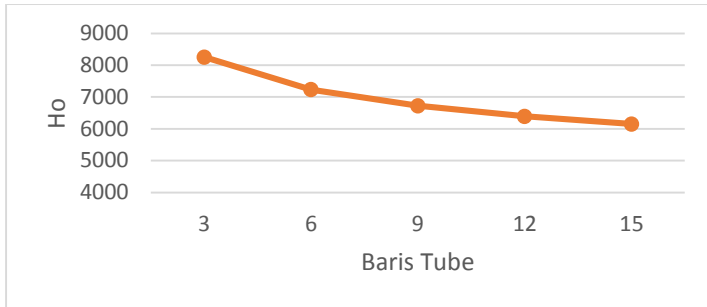
$$H_{sh} = 0,59 \frac{k}{d} Re^{0,5}$$

$$= 0,59 \frac{0,53}{0,016} 347863^{0,5} = 11517 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$H_N = \left[ \frac{1}{2} H_{sh}^2 + \left( \frac{1}{4} H_{sh}^4 + H_1^4 \right)^{1/2} \right]^{1/2} \times \left[ N^{5/6} - (N-1)^{5/6} \right]$$

$$= \left[ \frac{1}{2} 11517^2 + \left( \frac{1}{4} 11517^4 + 2266^4 \right)^{1/2} \right]^{1/2} \times \left[ 6^{5/6} - (6-1)^{5/6} \right]$$

$$= 7231 \text{ W/m}^2\text{K}$$



Gambar 4. 14 Grafik Perbandingan  $H_o$  vs Baris Tube

Nilai koefisien konveksi kondensasi dengan jumlah baris tube lainnya dapat dilihat pada Gambar 4.14

- **Perhitungan Koefisien Konveksi Sisi Tube ( $H_i$ )**

Koefisien konveksi pada sisi tube dihitung menggunakan perumusan *Dittus-Boelter*. Temperatur air laut dingin masuk kondensor adalah 5°C dan keluar dengan suhu 9°C. Properties dihitung pada temperatur rata-rata fluida kerja di dalam tube dengan tekanan kondensasi 6,15 bar :

$$T_{bar} = (T_{cw \text{ in}} + T_{cw \text{ out}}) / 2 = 280 \text{ K}$$

$$\rho = 1027 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 574,35 \times 10^{-3} \text{ W/m K}$$

$$\mu = 1432,9 \times 10^{-6} \text{ Pa.s}$$

$$Pr = 10,476$$

- ***Menghitung Reynolds Number***

Kecepatan fluida di dalam tube dihitung sebesar 4,8 m/s, sehingga nilai reynolds number dapat dihitung:

$$\text{Re} = \frac{\rho \cdot V \cdot Di}{\mu} = \frac{1027 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 4,8 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 0,014 \text{ m}}{1433 \times 10^{-6} \text{ Pa.s}} = 47303$$

- *Menghitung Koefisien Konveksi*

$$\begin{aligned} Hi &= 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,4} \cdot (K/di) \\ &= 0,023 \cdot 47303^{0,8} \cdot 10,476^{0,4} \cdot (574,35 \times 10^{-3} / 0,014) \\ &= 13172 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

- **Perhitungan Overall Heat Transfer Coefficient (U)**

Setelah mendapat nilai koefisien konveksi sisi shell maupun sisi tube maka U dapat dihitung dengan persamaan:

$$\begin{aligned} U &= \left[ \frac{1}{Hi} + \frac{1}{Ho} \right]^{-1} \\ &= \left[ \frac{1}{13172} + \frac{1}{7226} \right]^{-1} \\ &= 4666 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

- **Perhitungan Heat Transfer Surface Area (A)**

Setelah mendapat nilai Q,  $\Delta T_{lmtd}$ , dan juga U maka *heat transfer surface area* (A) dapat dihitung dengan persamaan berikut :

*Luas Perpindahan Panas Subcooling Zone*

$$\begin{aligned} A &= \frac{Q}{U \cdot \Delta T_{lmtd}} \\ &= \frac{4072 \times 10^3 \text{ W}}{4666 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \cdot 4,11 \text{ K}} \\ &= 212,5 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

- **Perhitungan Panjang Tube Masing-Masing Zona**

*Panjang tube subcooling zone*

$$\begin{aligned} L &= \frac{A}{\pi \cdot Do \cdot Nt} \\ &= \frac{212,5 \text{ m}^2}{\pi \cdot 0,016 \text{ m} \cdot 314} \end{aligned}$$

$$= 13,5 \text{ m}$$

## 4.5 Analisa Pressure Drop

### 4.5.1 Evaporator

#### a. *Pressure drop sisi tube*

Pada evaporator sisi tube dibagi menjadi tiga zona, sehingga *pressure drop* pada tube adalah total dari *pressure drop* pada tiga zona tersebut

- *Pressure drop subcooling zone*

- Koefisien gesek pada sisi tube adalah:

$$\begin{aligned} f_{tube} &= (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2} \\ &= (1,58 \ln 61729 - 3,28)^{-2} \\ &= 4,9 \times 10^{-3} \end{aligned}$$

- Perhitungan *pressure drop subcooling zone*

$$\begin{aligned} \Delta P_{sub} &= \left[ 4f \frac{L Np}{Di} + 4 Np \right] \frac{\rho v^2}{2g} \\ &= \left[ 4 \cdot 0,0049 \frac{2,56 \cdot 2}{0,014} + 4,2 \right] \frac{611,7 \cdot 1^2}{2 \cdot 9,81} \\ &= 0,005 \text{ bar} \end{aligned}$$

- *Pressure drop evaporation zone*

- Koefisien gesek pada sisi tube adalah:

$$\begin{aligned} f_{tube} &= (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2} \\ &= (1,58 \ln 115487 - 3,28)^{-2} \\ &= 4,3 \times 10^{-3} \end{aligned}$$

- Perhitungan *pressure drop evaporation zone*

$$\begin{aligned} \Delta P_{evp} &= \left[ 4f \frac{L Np}{Di} + 4 Np \right] \frac{\rho v^2}{2g} \\ &= \left[ 4 \cdot 0,0043 \frac{22,7 \cdot 2}{0,014} + 4,2 \right] \frac{309,1 \cdot 1,98^2}{2 \cdot 9,81} \\ &= 0,04 \text{ bar} \end{aligned}$$

- *Pressure drop superheating zone*

- Koefisien gesek pada sisi tube adalah :

$$f_{tube} = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2}$$

$$\begin{aligned}
 &= (1,58 \ln 894302 - 3,28)^{-2} \\
 &= 2,96 \times 10^{-3}
 \end{aligned}$$

- Perhitungan *pressure drop superheating zone*

$$\begin{aligned}
 \Delta P_{sup} &= \left[ 4f \frac{L Np}{Di} + 4 Np \right] \frac{\rho v^2}{2g} \\
 &= \left[ 4 \cdot 0,0029 \frac{10,91 \cdot 2}{0,014} + 4,2 \right] \frac{6,49 \cdot 94,2^2}{2 \cdot 9,81} \\
 &= 0,77 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

b. *Pressure Drop Sisi Shell*

Perhitungan *pressure drop* sisi shell tidak seperti sisi tube karena pada sisi shell aliran sangat kompleks, dengan adanya aliran *crossflow*, aliran pada *window baffle*, termasuk aliran yang memotong (*bypass stream*) diantara baffle dan shell serta antara *tube bundle* dan shell.

Ditentukan  $R_i = 0,5$  (faktor koreksi akibat adanya kebocoran pada baffle, nilainya  $0,4 - 0,5$ );  $R_b = 0,8$  (faktor koreksi akibat adanya aliran *bypass*, nilainya  $0,5 - 0,8$ );  $R_s = 0,8$  (*inlet spacing* dan *outlet spacing* pada baffle berbeda dengan *central spacing* nya). *Pressure drop* sisi shell dibagi menjadi tiga bagian berikut:

1. *Pressure drop interior*

Jumlah laluan melintang melintasi baffle dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 N_B &= \frac{L}{B} - 1 \\
 &= \frac{18}{0,2} - 1 \\
 &= 89
 \end{aligned}$$

Besarnya *pressure drop* pada *tube bank* ideal pada bagian interior diantara dua baffle dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \Delta P_{bi} &= 4 f_i \left( \frac{\dot{m}}{A_s} \right)^2 \left( \frac{1}{2 \rho} \right) \\
 &= 4 \cdot 0,1962 \left( \frac{100}{1,88} \right)^2 \left( \frac{1}{2 \cdot 997} \right) \\
 &= 1,1 \text{ Pa}
 \end{aligned}$$

Sehingga *pressure drop* sisi interior sebesar:

$$\begin{aligned}
 \Delta P_i &= \Delta P_{bi} (N_B - 1) R_l R_b \\
 &= 1,1 (89 - 1) 0,5.0,8 \\
 &= 39,2 \text{ Pa} \quad = 0,00039 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

2. *Pressure drop window*

Perhitungan jarak *baffle cut*

$$\begin{aligned}
 L_c &= 0,25 (Idshell) \\
 &= 0,25 (0,25) \\
 &= 0,0625 \text{ m}
 \end{aligned}$$

*Tube pitch* yang paralel dengan aliran (  $P_p = 0,406$  )

Jumlah lajur aliran melintang efektif pada bagian *window*

$$\begin{aligned}
 N_{cw} &= \frac{0,8 L_c}{P_p} \\
 &= \frac{0,8 \cdot 0,0625}{0,406} \\
 &= 0,12
 \end{aligned}$$

Perhitungan *area for flow through baffle window* :

$$\begin{aligned}
 A_w &= 0,25 B \\
 &= 0,25.0,2 \\
 &= 0,05
 \end{aligned}$$

*Pressure drop tube bank ideal* pada bagian *window*:

$$\begin{aligned}
 \Delta P_{wi} &= \frac{\dot{m}^2 + (2 + 0,6 N_{cw})}{2 \rho A_s A_w} \\
 &= \frac{100^2 + (2 + 0,6 \cdot 0,12)}{2 \cdot 997 \cdot 1,88 \cdot 0,05} \\
 &= 110,3 \text{ Pa}
 \end{aligned}$$

Sehingga *pressure drop* sisi *window* sebesar :

$$\begin{aligned}
 \Delta P_w &= \Delta P_{wi} N_b R_l \\
 &= 110,3.89.0,5 \\
 &= 4935 \text{ Pa} \\
 &= 0,049 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

3. *Pressure drop entrance/exit*

Jumlah lajur tube yang dilewati aliran melintang:

$$N_c = \frac{di (1 - 2 \frac{L_c}{D_s})}{P_p}$$

$$= \frac{0,014 (1 - 2 \frac{0,0625}{0,25})}{0,406}$$

$$= 0,0172$$

*Pressure drop sisi entrance-exit* sebesar :

$$\Delta P_C = 2\Delta P_{bi} \frac{(Nc + Ncw)}{Ncw} R_B R_S$$

$$= 2.1,1 \frac{(0,0172 + 0,12)}{0,12} 0,8 \cdot 1$$

$$= 11,54 \text{ Pa} = 0,000115 \text{ bar}$$

Total *pressure drop* pada sisi shell adalah 4985 Pa atau 0,05 bar

### 4.5.2 Kondensor

a. *Pressure Drop Sisi Tube*

- Koefisien gesek pada sisi tube adalah:

$$f_{tube} = (1,58 \ln Re - 3,28)^{-2}$$

$$= (1,58 \ln 47303 - 3,28)^{-2}$$

$$= 5,3 \times 10^{-3}$$

- Perhitungan *pressure drop*

$$\Delta P_{sub} = [4f \frac{L Np}{Di} + 4 Np] \frac{\rho v^2}{2g}$$

$$= [4 \cdot 0,0053 \frac{13,5 \cdot 2}{0,014} + 4.2] \frac{1000 \cdot 4,8^2}{2 \cdot 9,81}$$

$$= 0,57 \text{ bar}$$

b. *Pressure drop sisi shell*

Ditentukan  $R_i = 0,5$  (faktor koreksi akibat adanya kebocoran pada baffle, nilainya 0,4 – 0,5);  $R_b = 0,8$  (faktor koreksi akibat adanya aliran bypass, nilainya 0,5 – 0,8);  $R_s = 0,8$  (*inlet spacing* dan *outlet spacing* pada baffle berbeda dengan *central spacing* nya). *Pressure drop* sisi shell dibagi menjadi tiga bagian berikut:

1. *Pressure drop interior*

Jumlah laluan melintang melintasi baffle dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} N_B &= \frac{L}{\frac{B}{0,2}} - 1 \\ &= \frac{6,73}{0,2} - 1 \\ &= 33 \end{aligned}$$

Besarnya *pressure drop* pada *tube bank* ideal pada bagian interior diantara dua baffle dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \Delta P_{bi} &= 4 \cdot 0,1575 \left( \frac{\dot{m}}{A_s} \right)^2 \left( \frac{1}{2 \rho} \right) \\ &= 4 \cdot 0,1962 \left( \frac{3,32}{1,4} \right)^2 \left( \frac{1}{2 \cdot 4,86} \right) \\ &= 0,36 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Sehingga *pressure drop* sisi interior sebesar:

$$\begin{aligned} \Delta P_i &= \Delta P_{bi} (N_B - 1) R_l R_b \\ &= 0,36 (33 - 1) 0,5 \cdot 0,8 \\ &= 4,6 \text{ Pa} \quad = 0,000046 \text{ bar} \end{aligned}$$

2. *Pressure drop window*

Perhitungan jarak *baffle cut*

$$\begin{aligned} L_c &= 0,25 (Idshell) \\ &= 0,25 (0,25) \\ &= 0,125 \text{ m} \end{aligned}$$

*Tube pitch* yang paralel dengan aliran (  $P_p = 0,406$  )

Jumlah lajur aliran melintang efektif pada bagian *window*

$$\begin{aligned} N_{cw} &= \frac{0,8 L_c}{P_p} \\ &= \frac{0,8 \cdot 0,125}{0,406} \\ &= 0,246 \end{aligned}$$

Perhitungan *area for flow through baffle window* :

$$\begin{aligned} A_w &= 0,25 B \\ &= 0,25 \cdot 0,2 \\ &= 0,05 \end{aligned}$$

*Pressure drop tube bank* ideal pada bagian *window*:



$$\begin{aligned}
 \Delta P_{wi} &= \frac{\dot{m}^2 + (2 + 0,6 N_{cw})}{2 \rho A_s A_w} \\
 &= \frac{100^2 + (2 + 0,6 \cdot 0,246)}{2 \cdot 997 \cdot 1,4 \cdot 0,05} \\
 &= 34,8 \text{ Pa}
 \end{aligned}$$

Sehingga *pressure drop* sisi *window* sebesar :

$$\begin{aligned}
 \Delta P_w &= \Delta P_{wi} N_b R_l \\
 &= 34,833 \cdot 0,5 \\
 &= 568 \text{ Pa} \quad = 0,00568 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

### 3. *Pressure drop entrance/exit*

Jumlah lajur tube yang dilewati aliran melintang:

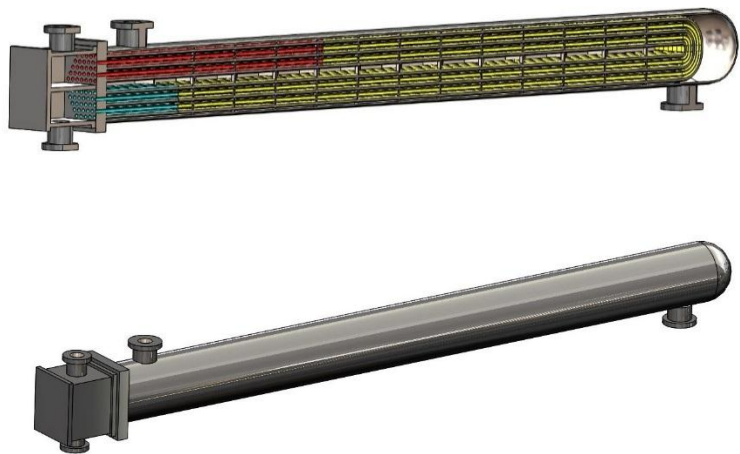
$$\begin{aligned}
 N_c &= \frac{di \left(1 - 2 \frac{L_c}{D_s}\right)}{P_p} \\
 &= \frac{0,014 \left(1 - 2 \frac{0,125}{0,25}\right)}{0,406} \\
 &= 0,0172
 \end{aligned}$$

*Pressure drop* sisi *entrance-exit* sebesar:

$$\begin{aligned}
 \Delta P_C &= 2 \Delta P_{bi} \frac{(N_c + N_{cw})}{N_{cw}} R_B R_S \\
 &= 2 \cdot 0,364 \frac{(0,0172 + 0,246)}{0,246} 0,8 \cdot 1 \\
 &= 15,3 \text{ Pa} \quad = 0,000153 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

Total *pressure drop* pada sisi shell adalah 580,35 Pa atau 0,0058 bar

4.6 Desain Evaporator

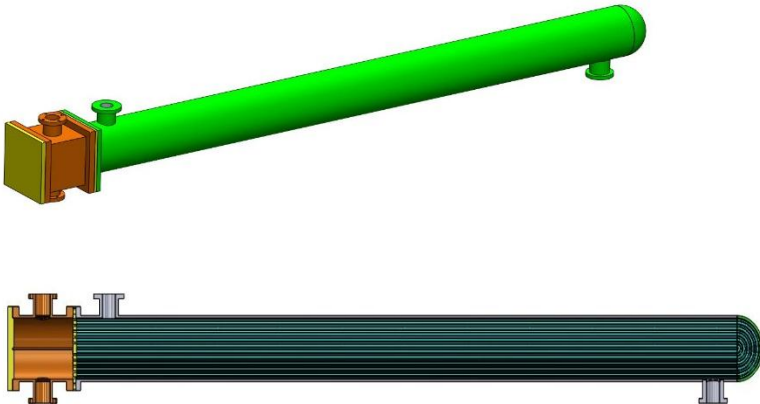


Gambar 4.15 Desain *Shell and tube* Evaporator

Tabel 4. 16 Dimensi Evaporator

Shell Internal Diameter	0,25 m
Tube Outside Diameter	16 mm
Tube Inside Diameter	14 mm
Number of Tubes	35
Baffle Spacing	50 cm
Subcooling Length ( $L_I$ )	2,5 m
Evaporation Length ( $L_{II}$ )	22,7 m
Superheating Length ( $L_{III}$ )	11 m
Shell Length	19 m

## 4.7 Desain Kondensor



Gambar 4.16 Desain *Shell and Tube* Kondensor

Tabel 4.17 Dimensi Kondensor

Shell Internal Diameter	0,5 m
Tube Outside Diameter	16 mm
Tube Inside Diameter	14 mm
Number of Tubes	302
Baffle Spacing	50 cm
Tube Length	13,8 m
Shell Length	8 m

*“halaman ini sengaja dikosongkan”*

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Kesimpulan yang didapatkan dari perancangan *shell and tube heat exchanger* dengan membandingkan tiga fluida kerja adalah sebagai berikut :

1. Fluida kerja yang mampu menghasilkan daya netto terbaik untuk sistem OTEC siklus tertutup menggunakan *pinch point* 2°C pada evaporator dan kondensor adalah Ammonia yaitu sebesar 58,7 kW.
2. *Pinch point* yang mampu menghasilkan daya netto terbaik untuk sistem OTEC siklus tertutup adalah *pinch point* 1°C pada evaporator maupun kondensor, dengan fluida kerja Ammonia mampu membangkitkan daya netto sebesar 86,67 kW.
3. Kualitas uap 0,6-0,7 pada tube evaporator menghasilkan nilai koefisien konveksi terbesar. Evaporator akan dirancang menggunakan nilai koefisien konveksi rata-rata.

#### **5.2 Saran**

Dari hasil penelitian yang sudah dilakukan, berikut saran yang bisa diberikan :

1. Perlu digunakan software yang mampu menggunakan lebih banyak fluida kerja
2. Perlu dilakukan perhitungan manual untuk membandingkan hasil simulasinya

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] M.J.Moran dan H.N. Shapiro, Fundamentals of Engineering Thermodynamics Fifth Edition, Chichester: John Wiley & Sons Ltd, 2006.
- [2] Reference Guide Cycle Tempo, TU Delft.
- [3] A.R Sinuhaji, "Potential OTEC in Bali, " *ISSN 2413-5453 Volume 1*, pp.5-12, 2015.
- [4] G.C. Nihous , "A preliminary Assesment of OTEC Resources," *ASME*, p.vol 127, 2007.
- [5] Frank.R.Incropera, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, Lavine : Dewitt, 2006.
- [6] D. Bharathan, "Staging Rankine Cycles using Ammonia for OTEC Power Production," *National Renewable Energy Laboratory*, 2011.
- [7] S.K.Wang, Handbook of Air Conditioning and Refrigeration, New York : McGraw- Hill , 2001
- [8] TEMA Standard of Tubular Exchanger ; 1999.
- [9] Sadik Kakac. Hongtan Liu; Selection, Rating, and Thermal Design for Heat Exchangers 3rd Edition: CRC Press

## BIODATA PENULIS



Jofie Marsheel merupakan nama lengkap dari penulis tugas akhir ini. Penulis yang lahir di Bekasi pada 8 Oktober 1995 ini merupakan anak satu-satunya dari Bapak Jonny Posman Siahaan dan Ibu Sheelfie. Penulis memulai pendidikan formal di TK Baptis Palembang kemudian melanjutkan ke SD Kristen Baptis

Palembang. Setelah lulus tahun 2007 penulis melanjutkan ke SMP Santa Maria Monica dan kemudian melanjutkan ke SMA Negeri 1 Bekasi tahun 2010. Setelah menyelesaikan studi tingkat menengah atas, penulis menempuh pendidikan di Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 02111340000029.

Selama menuntut ilmu S1, penulis mengikuti kegiatan perkuliahan layaknya mahasiswa normal lainnya. Karena ketertarikan terhadap ilmu termodinamika dan *heat transfer*, penulis mendedikasikan tugas akhir pada bidang tersebut dengan judul penelitian yang diambil berupa ‘Perancangan Termal Alat Penukar Panas dengan Membandingkan Fluida Kerja Ammonia, R-134A, dan Propana.’